

# ENTWICKLUNG VON REGELSTRATEGIEN FÜR LUFTFEDERDÄMPFER ZUR OPTIMIERUNG DER FAHRDYNAMIK UNTER BEACHTUNG VON SICHERHEIT UND KOMFORT

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Matthias Puff**

aus Weimar

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. P. F. Pelz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. H. Winner
Tag der Einreichung:	26.10.2010
Tag der mündlichen Prüfung:	11.01.2011

D17  
Darmstadt 2011

Hiermit versichere ich, die vorliegende Doktorarbeit unter der Betreuung von Prof. Dr.-Ing. P. F. Pelz nur mit den angegebenen Hilfsmitteln selbständig angefertigt zu haben.

Darmstadt, den 26.10.2010

---

# Vorwort

Diese Niederschrift umfasst die Forschungsergebnisse, die während meiner Zeit (2007-2010) als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut Fluidsystemtechnik der Technischen Universität Darmstadt entstanden sind. Mein besonderer Dank gilt dem Institutsleiter und zugleich meinem Doktorvater, Herrn Professor Peter Pelz, für die fachliche Betreuung und Unterstützung. Als besondere Höhepunkte dieser Zeit sind mehrere Veröffentlichungen, die Teilnahme auf zwei Fachkonferenzen und letztendlich diese Dissertation entstanden. Vielen Dank, Herr Professor Pelz, dass Sie mir diesen Werdegang ermöglicht haben.

Ebenso bedanken möchte ich mich bei Herrn Professor Winner für die Übernahme des Korreferats. Er ermöglichte mir die Vorstellung meines Forschungsthemas an seinem Institut, wobei ich wertvolle Hinweise und Verbesserungen in die Arbeit einfließen lassen konnte.

Dem Unternehmen Vibracoustic GmbH & Co. KG gebührt mein Dank für die Finanzierung des Forschungsvorhabens. Insbesondere bedanke ich mich bei den Herren Dr. Michael Meß und Tobias Ehart für die Bereitstellung umfassender Informationen zum Projekt. Die zahlreichen fachlichen Diskussionen haben entscheidend zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen.

Aber auch für die kollegiale Zusammenarbeit am Institut möchte ich meinen Dank aussprechen. Für den besonderen Zusammenhalt haben auch die mehrtägigen Institutsausflüge (z.B. Rhön, Klingenberg a.M.) beigetragen. Besonders herzliche Erinnerungen verweilen hierbei bei der Bürokollegin Valerie Bischof und den Bürokollegen Nuri Hamadeh und Christian Schaad.

Meinen ganz besonderen Dank möchte ich an den Kreis der Familie aussprechen. Hier möchte ich meiner geliebten Frau Kathleen und unseren beiden Kindern Benjamin und Tobias für die Gabe des familiären Rückhalts und für die langjährige Unterstützung während des Studiums und der Promotion danken. Meinen Eltern danke ich, dass sie mir diese hervorragende Ausbildung ermöglicht haben.

Darmstadt, im Oktober 2010

Matthias Puff

---

# Inhalt

Formelzeichen und Abkürzungen	VI
Abbildungen	XVII
Tabellen	XVIII
Abstract	XIX
<b>1 Einleitung, Motivationen und Vorgehensweise</b>	<b>1</b>
1.1 Einleitung	1
1.2 Motivationen	1
1.3 Vorgehensweise	2
<b>2 Stand der Forschung zu Luftfederung und Luftdämpfung</b>	<b>4</b>
2.1 Aufbau und Eigenschaften eines Luftfederdämpfers	4
2.2 Physikalische Modellbildung eines Luftfederdämpfers	7
2.3 Charakterisierung eines Luftfederdämpfers in Simulation und Versuch	7
2.3.1 Übertragungsverhalten bei harmonischer Anregung	8
2.3.2 Übertragungsverhalten bei Stufenanregung	10
2.3.3 Übertragungsverhalten Zweimassenschwinger	13
<b>3 Modellbildung Gesamtfahrzeug</b>	<b>16</b>
3.1 Klassifizierung von Fahrzeugmodellen	16
3.2 Modellanforderungen und Annahmen	17
3.3 Umsetzung und Parametrisierung des Fahrzeugmodells	18
3.3.1 Umsetzung in Modelica	18
3.3.2 Parametrisierung	19
3.4 Allgemeine Beschreibung von Mehrkörpersystemen	19
3.4.1 Koordinatensysteme und kinematische Grundlagen	20
3.4.2 Impulssatz und Drallsatz	22
3.4.3 Transformation zwischen Koordinatensystemen	25
3.5 Modellbildung des Fahrzeug-Mehrkörpersystems	26
3.5.1 Körper, Koordinatensysteme und Freiheitsgrade	26
3.5.2 Bewegungsgleichungen für den Fahrzeugaufbau	28
3.5.3 Bewegungsgleichungen für die Radkörper	31
3.6 Modellierung der Radaufhängung	34
3.6.1 Mehrkörpermodell des Versuchsfahrzeugs	35
3.6.2 Ermittlung der Übertragungsfunktionen	36
3.6.3 Modellbildung Luftfeder und hydraulischer Dämpfer	44
3.7 Kinematik bei Kurvenfahrt	46

3.7.1	Begriffsdefinitionen .....	46
3.7.2	Berechnung der Schräglaufwinkel .....	47
3.8	Reifenmodell .....	49
3.9	Mathematische Beschreibung des menschlichen Fahrers .....	54
3.9.1	Querdynamischer Fahrerregler .....	54
3.9.2	Längsdynamischer Fahrerregler .....	56
4	Entwurf von Regel-/Steuerstrategien für Luftfederdämpfer .....	58
4.1	Stand der Forschung zu Fahrdynamikregelsystemen .....	58
4.1.1	Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik .....	58
4.1.2	Ausgeführte adaptive, semiaktive und aktive Fahrdynamikregelsysteme .....	59
4.1.3	Übertragung auf den Luftfederdämpfer .....	64
4.2	Fahrdynamikregelung über Luftfederdämpfer .....	65
4.2.1	Ziele und Anforderungen an die LFD-Regelung .....	65
4.2.2	Prinzip der verwendeten Fahrdynamikregelung .....	66
4.2.3	Agil-Stabil-Regler .....	68
4.2.4	Giersollratenregler .....	69
4.2.5	Krümmungsregler .....	70
5	Evaluierung der Regelstrategien für Luftfederdämpfer .....	72
5.1	Beeinflussung der Fahrdynamik mit konstanten LFD-Ventilflächen .....	73
5.1.1	Stationäre Kreisfahrt .....	73
5.1.2	Lenkwinkelsprung mit dem LFD-Fahrzeug .....	74
5.2	Beeinflussung der Fahrdynamik mit geregelten LFD-Ventilflächen .....	78
5.2.1	Ausweichversuch bei einer Geschwindigkeit .....	78
5.2.2	Ausweichversuch bei verschiedenen Geschwindigkeiten .....	80
5.2.3	Rundkurs einer Grand-Prix-Strecke .....	82
5.2.4	Untersuchung von Fahrsicherheit und Komfort mit realer Fahrbahnanregung .....	85
5.3	Optimierte Abstimmung zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort .....	89
5.3.1	Vorgehensweise der Optimierung .....	90
5.3.2	Durchführung und Ergebnisse der Optimierung .....	92
5.3.3	Fazit der Bypassoptimierung .....	95
5.4	Experimentelle Untersuchungen am Hardware-in-the-Loop Prüfstand .....	95
5.4.1	Ziele der Hardware-in-the-Loop Untersuchungen .....	95
5.4.2	Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung .....	96
5.4.3	V Versuchsergebnisse .....	98
6	Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick .....	101
6.1	Ergebnisse .....	101
6.2	Übertragbarkeit der Ergebnisse .....	102
6.3	Relevanz für andere Systeme .....	103
6.4	Ausblick .....	103

---

<b>7</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>105</b>
<b>A</b>	<b>Anhang Fahrversuche</b>	<b>108</b>
A.1	Lenkwinkelsprung mit dem hydraulisch gedämpften Luftfedersystem .....	108
A.2	Ausweichversuch für Agil-Stabil-Regler und hydraulisch gedämpftes Luftfedersystem mit/ohne Fahrbahnanregung zur Beurteilung des Fahrkomforts .....	109
A.3	Ausweichversuch für Agil-Stabil-Regler und hydraulisch gedämpftes Luftfedersystem mit/ohne Fahrbahnanregung zur Beurteilung der Fahrsicherheit.....	110
A.4	Parametrisierung des Fahrzeugmodells .....	111

# Formelzeichen und Abkürzungen

Es werden in der ersten Spalte die verwendeten Symbole aller physikalischen und mathematischen Größen aufgelistet. In der zweiten Spalte folgt eine Kurzbeschreibung der Größen. Die dritte Spalte gibt die Dimension als Produkt der Basisgrößen Masse ( $M$ ), Länge ( $L$ ), Zeit ( $T$ ) und Temperatur ( $\theta$ ) an. Bei Vektoren bzw. Tensoren wird in der dritten Spalte die Dimension der Komponenten angegeben.

## Lateinische Buchstaben:

Symbol	Bedeutung	Dimension
$a_q$	Quereschleunigung des Fahrzeugs	$LT^{-2}$
$a_{ij}$	allgemeiner Drehtensor	—
$A$	Verdrängerfläche	$L^2$
$A_T$	Tragfläche	$L^2$
$A_w$	Wandfläche	$L^2$
$A_b$	Ventilblendenfläche	$L^2$
$B$	Versatz der Sollbahn des Ausweichversuchs	$L$
$c$	Steifigkeit	$MT^{-2}$
$c_0$	unteres Plateau der adiabaten Federsteifigkeit	$MT^{-2}$
$c_1$	oberes Plateau der adiabaten Federsteifigkeit	$MT^{-2}$
$c_\alpha$	Reifenschräglaufsteifigkeit	$MLT^{-2}$
$c_l$	laterale Reifensteifigkeit	$MT^{-2}$
$c_v$	vertikale Reifensteifigkeit	$MT^{-2}$
$c_p$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$
$\vec{c}$	Vektor der Absolutgeschwindigkeit	$LT^{-1}$
$\hat{c}$	Wanksteifigkeit	$ML^2T^{-2}$
$\vec{e}_i$	allgemeiner Einheitsvektor mit $i = 1, 2, 3$	—
$\vec{d}$	imaginärer Vektor zur Beschreibung der Drehachse	—
$\vec{D}$	Drallvektor	$ML^2T^{-1}$
$f$	Anregungsfrequenz	$T^{-1}$
$f_0$	Abstimmungsfrequenz eines Luftfederdämpfers	$T^{-1}$
$f_R$	Radeigenfrequenz	$T^{-1}$
$f_\gamma$	Eckfrequenz des Übergangs zwischen isotherm zu adiabat	$T^{-1}$
$\vec{F}$	äußerer Kraftvektor	$MLT^{-2}$

Symbol	Bedeutung	Dimension
$\vec{F}^s$	Kraftvektor des Federbeins $s$	$MLT^{-2}$
$\vec{F}^{s*}$	Federbeinkraftvektor umgerechnet auf Radmittelebene	$MLT^{-2}$
$F_\delta$	Fahrzeugübertragungsfunktion	—
$F_w$	Störübertragungsfunktion	—
$g$	Gravitationskonstante	$LT^{-2}$
$\vec{G}$	Vektor der Gravitationskraft	$MLT^{-2}$
$h_S$	Höhe des Aufbauschwerpunkts über der Fahrbahn	$L$
$h_{SN}$	Abstand zwischen Aufbauschwerpunkt und Nickachse	$L$
$h_{SW}$	Abstand zwischen Aufbauschwerpunkt und Wankachse	$L$
$i$	Achsübersetzung	—
$\vec{I}$	Impulsvektor	$MLT^{-1}$
$k$	Empfindlichkeit des Agil-Stabil-Reglers	—
$k_{0,1,2}$	Proportionalitätsfaktoren des vorausschauenden Fahrers	—
$k_l$	Skalierungsfaktor zur Reduzierung der Vorausschaulänge	—
$\vec{K}$	resultierender Kraftvektor aller äußeren Kräfte	$MLT^{-2}$
$K$	Produkt aus Wärmedurchgangszahl und Fläche	$ML^2T^{-3}\theta^{-1}$
$l$	Abstand zwischen Vorder- und Hinterachse (Radstand)	$L$
$l_v$	Abstand zwischen Vorderachse und Fahrzeugschwerpunkt	$L$
$l_h$	Abstand zwischen Hinterachse und Fahrzeugschwerpunkt	$L$
$l_Q$	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Vorausschau- punkt $Q$ (Querdynamik)	$L$
$l_L$	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Vorausschau- punkt $L$ (Längsdynamik)	$L$
$L$	typische Länge eines Luftfederdämpfers	$L$
$\vec{L}$	Luftwiderstandsvektor	$MLT^{-2}$
$m$	Masse	$M$
$\dot{m}$	Massenstrom	$MT^{-1}$
$M_R$	Übertragungsfunktion des menschlichen Reglers	—
$M_S$	Übertragungsfunktion der menschlichen Steuerung	—
$M_{ij}$	schiefsymmetrische Matrix zur Definition des Drehtensors	—
$\vec{M}$	allgemeiner Momentenvektor	$ML^2T^{-2}$
$M_r$	Reibmoment	$ML^2T^{-2}$
$M_a$	Antriebsmoment	$ML^2T^{-2}$
$M_b$	Bremsmoment	$ML^2T^{-2}$
$n$	Polytropenexponent	—
$\vec{n}$	Normalenvektor	—
$N$	ganzzahlige Anzahl an Fahrzeugkörpern oder Volumina	—
$\vec{N}$	resultierender Kraftvektor für die Nickbewegung	$MLT^{-2}$
$p$	Druck	$ML^{-1}T^{-2}$
$q$	aufbaubezogene Radeinfederung	$L$



Symbol	Bedeutung	Dimension
$Q$	Einheitsquaternion	—
$\vec{r}$	allgemeiner Ortsvektor vom Inertialsystem zum beschleunigten System	$L$
$\vec{r}^{F_s}$	Ortsvektor vom Aufbauschwerpunkt zur aufbaufesten Anbindung des Federbeins $s$	$L$
$\vec{r}^{R_s}$	Ortsvektor vom Aufbauschwerpunkt zum Angriffspunkt der Reifenkraft $s$	$L$
$\vec{r}^{o_s}$	oberer Hilfsvektor am Rad $s$	$L$
$\vec{r}^{u_s}$	unterer Hilfsvektor am Rad $s$	$L$
$r_{dyn}$	dynamischer Reifenhalbmesser	$L$
$\vec{R}^s$	resultierende Reifenkraft am Reifen $s$	$MLT^{-2}$
$R_L$	Gaskonstante für Luft	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$
$R$	Kurvenradius	$L$
$R_Q$	Kurvenradius am Vorausschaupunkt $Q$	$L$
$s$	gefahrte Wegstrecke	$L$
$S_{res}^{R_s}$	resultierender Schlupf am Reifen $s$	—
$S_1^{R_s}$	Längsschlupf am Reifen $s$	—
$S_2^{R_s}$	Querschlupf am Reifen $s$	—
$S_M$	Schlupfwert des Reibwertmaximums	—
$S_G$	Schlupfwert des Gleitbeginns	—
$t$	Zeit	$T$
$t_i$	Proportionalitätsfaktoren der Polynome für Sturz, Spur, Hydraulikdämpfer, Topmount und Pufferfeder ( $i = 1$ bis max.6)	—
$T$	Temperatur	$\theta$
$T_I$	integrale Zeitkonstante	$T$
$T_D$	differentielle Zeitkonstante	$T$
$T_n$	neuromuskuläre Zeitkonstante	$T$
$u$	Skalierungsfaktor des nichtlinearen Reifenverhaltens	—
$v_{ch}$	charakteristische Fahrzeuggeschwindigkeit	$LT^{-1}$
$\vec{v}$	Vektor der Führungsgeschwindigkeit	$LT^{-1}$
$v$	Betrag der Führungsgeschwindigkeit	$LT^{-1}$
$V$	Volumen	$L^3$
$V_M$	Verstärkungsfaktor des Menschen	—
$\vec{w}$	Vektor der Relativgeschwindigkeit	$LT^{-1}$
$W_d$	Dissipierte Arbeit pro Schwingzyklus	$ML^2T^{-2}$
$\vec{W}$	resultierender Kraftvektor für die Wankbewegung	$MLT^{-2}$
$\vec{x}$	allgemeiner Ortsvektor	$L$
$x^{F_s}$	Einfederung des Federbeins $s$	$L$
$x_0^{F_s}$	Ausgangslänge des Federbeins $s$	$L$
$z$	Einfederung eines allgemeinen Kraftelements	$L$

Symbol	Bedeutung	Dimension
$z_D$	Einfederung am Hydraulikdämpfer	$L$
$z_T$	Einfederung am oberen Dämpferlager (Topmount)	$L$
$Z$	Anzahl an Zwangsbedingungen	—

#### Griechische Buchstaben:

Symbol	Bedeutung	Dimension
$\alpha^{R_s}$	Schräglaufwinkel am Reifen $R_s$	—
$\beta$	Schwimmwinkel	—
$\delta$	resultierender Lenkwinkel	—
$\delta_S$	Steueranteil des Lenkwinkels	—
$\delta_R$	Regelanteil des Lenkwinkels	—
$\delta_{ij}$	Kronecker Delta	—
$\Delta$	Differenz einer Größe	—
$\epsilon$	Spurwinkel	—
$\epsilon_{ijk}$	Epsilontensor	—
$\vec{\varphi}$	Drehvektor	—
$\varphi$	Betrag des resultierenden Drehwinkels	—
$\gamma$	Isentropenexponent	—
$\kappa$	Sturzwinkel	—
$\kappa_C$	Ventilnachgiebigkeit Druckstufe (engl. compression)	$M^{-1}L^3T^2$
$\kappa_R$	Ventilnachgiebigkeit Zugstufe (engl. rebound)	$M^{-1}L^3T^2$
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$MLT^{-3}\theta^{-1}$
$\mu_M$	maximaler Haftreibungswert	—
$\mu_G$	Gleitreibungswert	—
$\mu_\kappa$	Reibwert infolge Sturz	—
$\mu'_0$	Anfangssteigung der $\mu$ -Schlupf-Kurve	—
$\pi$	Kreiszahl	—
$\vartheta$	ungedämpfte Eigenkreisfrequenz der Gierbewegung	$T^{-1}$
$\Theta_{ij}$	Trägheitstensor	$ML^2$
$\vec{\Omega}$	Vektor der Winkelgeschwindigkeit	$T^{-1}$
$\rho$	Dichte der Luft	$ML^{-3}$
$\sigma$	Abklingkonstante der gedämpften Gierbewegung	$T^{-1}$
$\tau$	Totzeit des Fahrerreglers	$T$
$\tau_0$	Zur Abstimmungsfrequenz zugehörige Relaxationszeit	$T$
$\tau_\gamma$	Relaxationszeit für Übergang isotherm zu adiabat	$T$
$\zeta_n$	Rollwiderstandskoeffizienten des Reifens mit $n = 0, 1, 4$	—

---

## Zusatzzeichen:

Symbol	Bedeutung
$\cdot$	zeitliche Ableitung eines Skalars bzw. einer Komponente
$\wedge$	Amplitude
$'$	Kennzeichnung eines Vektors im beschleunigten System
$*$	Ableitung der Vektorkomponenten in Verbindung mit $d^*/dt$
$(s)$	Laplace Operator bei Übertragungsfunktionen

## Abkürzungen:

Symbol	Bedeutung
ADASS	Air-Damping-Air-Spring-Simulation
CDC	Continuous-Damping-Control
ESP	elektronisches Stabilitätsprogramm
FEM	Finite-Elemente-Methode
fn	Funktion
GPS	Global-Positioning-System
HiL	Hardware-in-the-Loop
HiLoop	Hardware-in-the-Loop
KO	Konstruktionslage
LFD	Luftfederdämpfer
MKS	Mehrkörpersimulation
Nfz	Nutzfahrzeug
PDC	Pneumatic-Damping-Control
PID	Proportional-, Integral- und Differentialanteil eines Reglers
PWM	Pulsweitenmodulation
RMS	Root-Mean-Square
VDA	Verein der Automobilindustrie

## Indizes:

Symbol	Bedeutung
$A$	Aufbaukörper
$(A)$	aufbaufestes Bezugssystem
$(AI)$	Transformation zwischen Bezugssystemen $(A)$ und $(I)$
$(AH)$	Transformation zwischen Bezugssystemen $(A)$ und $(H)$
$(B)$	beschleunigtes Bezugssystem
$ch$	charakteristisch
$C$	Druckstufe (engl. compression)
$D$	Dämpfer

Symbol	Bedeutung
$dyn$	dynamisch
$h$	hinten
$HA$	Hinterachse
$(H)$	horizontales Bezugssystem
$(HI)$	Transformation zwischen Bezugssystemen $(H)$ und $(I)$
$i, j, k, l, m$	Indizes bei Indexschreibweise
$ist$	Istgröße
$(I)$	inertiales Bezugssystem
$KO$	Konstruktionslage
$L$	Luft
$LF$	Luftfeder
$LFD$	Luftfederdämpfer
$max$	maximal
$min$	minimal
$N_s$	Radnabe $s$
$(N_s)$	radnabenfestes Bezugssystem am Rad $s$
$q$	quer
$R$	Zugstufe (engl. rebound)
$R_s$	Kennzeichnung des Reifens $s$
$(R_s)$	reifenfestes Bezugssystem am Reifen $s$
$(R_s I)$	Transformation zwischen Bezugssystemen $(R_s)$ und $(I)$
$s$	Kennzeichnung des Reifens bzw. des Rades mit $s = 1, 2, 3, 4$
$soll$	Sollgröße
$stat$	statisch
$(S_s)$	straßenfestes Bezugssystem des Reifenaufstandspunkts $s$
$T$	oberes Dämpferlager (engl. topmount)
$u$	Umgebung
$v$	vorne
$VA$	Vorderachse

# Abbildungen

1.1	Entwicklungsablauf für den Entwurf von Luftfederdämpfer Regel-/Steuerstrategien	2
2.1	a) Prinzipbild [27] und b) konstruktive Ausführung eines 2-Raum-LFD (N=2), Quelle: Vibracoustic .....	4
2.2	Qualitative frequenzabhängige Verläufe von Steifigkeit und Dämpfarbeit eines 2-Raum-LFD mit Einflussgrößen Amplitude und Ventilblendenfläche .....	5
2.3	Qualitative Darstellung einer Kraft-Weg-Hysteresekurve im eingeschwungenen Zustand .....	8
2.4	Servohydraulische MTS Prüfmaschine des Instituts Fluidsystemtechnik mit ei- nem 2-Raum-LFD der Fa. Vibracoustic (Prüfstandsdaten: Kraft $\pm 50$ kN, Weg $\pm 125$ mm, Hydraulikaggregat mit 100 Liter/Min. und 3 Speicher à 60 Liter).....	9
2.5	a) - d): Frequenzgänge von normierter Steifigkeit und normierter Dämpfarbeit eines 2-Raum-LFD aus Simulation und Versuch für zwei Amplituden und zwei Ventilblendenflächen (normiert auf Steifigkeit $c_0$ bzw. Dämpfarbeit $\hat{W}_d$ bei Am- plitude $\hat{z} = 10$ mm).....	9
2.6	Qualitative Steifigkeitsverläufe eines Luftfederdämpfers im Zeitbereich nach ei- ner Stufenanregung (Zeitpunkt der Stufe bei $t = 10^0$ s) .....	10
2.7	Steifigkeitsverläufe eines Luftfederdämpfers im Zeitbereich nach einer 5 mm- Stufenanregung aus a) Messung und b) Simulation bei jeweils zwei Ventilöff- nungen .....	12
2.8	Vergleich der a) gemessenen und b) simulierten Stufenanregung im Zeitbereich.	13
2.9	Simulierte Steifigkeitsverläufe eines Luftfederdämpfers mit Cosinusanregung als Ersatzfunktion für die Stufenanregung bei jeweils zwei Ventilöffnungen (Stu- fenhöhe 5 mm, Anstiegszeit 25 ms) .....	13
2.10	Simulierte Vergrößerungsfunktionen gebildet als Verhältnis von Amplitudenant- wort zu Anregungsamplitude für a) Aufbaukörper und b) Radkörper bei einer Fußpunktanregung von 5 mm bei verschiedenen Ventilflächen .....	14
2.11	Prinzipdarstellung des verwendeten Zweimassenschwingers mit Angabe der Parameter .....	14
3.1	a) - d) Klassifizierung von Fahrzeugmodellen mit Angabe von Freiheitsgraden und Echtzeitfähigkeit als Verhältnis von Rechenzeit zu Prozesszeit (die quanti- tativen Angaben dienen der Verdeutlichung der Größenordnungen) .....	16
3.2	Verteilung der Hubeigenfrequenzen eines Personenkraftfahrzeugs auf dem Fre- quenzstrahl .....	17
3.3	Umsetzung der Fahrzeugregelstrecke, der LFD-Regler für Fahrdynamik sowie des Fahrerreglers in Dymola/Modelica .....	18
3.4	Allgemeiner Aufbau eines Mehrkörpersystems .....	19

3.5	Koordinatensysteme und kinematische Größen der Bewegung .....	20
3.6	Beschreibung der translatorischen Bewegung eines geführten Körpers im Inertialsystem .....	22
3.7	Beschreibung der rotatorischen Bewegung eines geführten Körpers im Inertialsystem.....	23
3.8	Fahrzeugkörper und Koordinatensysteme .....	27
3.9	Kinematische Größen zur Beschreibung der Bewegung des Aufbaukörpers .....	28
3.10	Bestimmung der auf den Aufbaukörper wirkenden d'Alembertschen Trägheitskräfte .....	30
3.11	Beschreibung der kinematischen Verhältnisse am Rad .....	31
3.12	Freikörperbild für den Radkörper $s$ .....	32
3.13	Auf das Rad wirkende Kräfte und Momente in der $x_1$ - $x_3$ -Ebene des Radnabensystems ( $N_s$ ).....	34
3.14	Übertragungsfunktionen der Blackbox Achse .....	34
3.15	Mehrkörpermodell des Versuchsfahrzeugs .....	35
3.16	Kinematische Verhältnisse der Relativbewegung zwischen Aufbau- und Radkörper .....	36
3.17	Kinematische Verhältnisse am Federbein.....	37
3.18	Koordinaten der unteren Federbeinanbindung von Rad 1 über der Einfederung im (H)-System .....	38
3.19	Linear approximierte Lagebeschreibung der unteren Federbeinanbindung über der Einfederung im (H)-System für a) Rad 1 und b) Rad 4 .....	38
3.20	Definition der Vorzeichen von a) Sturzwinkel und b) Spurwinkel im Radnabensystem ( $N_1$ ) .....	39
3.21	Aufgeprägte Weganregung und Reifenseitenkraft an Rad 1 und 4 .....	40
3.22	Aus einer MKS-Simulation ermittelte Verläufe von a) Sturzwinkel und b) Spurwinkel an Rad 1 und Rad 4 bei Einfederung von $\pm 100$ mm und simultan aufmodulierten Reifenseitenkräften von $\pm 15$ kN.....	40
3.23	a) Kennfeld des Sturzwinkels an Rad 1 über ein mehrdimensionales Polynom angenähert und b) entstandener Approximationsfehler .....	41
3.24	a) Kennfeld des Spurwinkels an Rad 1 über ein mehrdimensionales Polynom angenähert und b) entstandener Approximationsfehler .....	42
3.25	a) Kennfeld des Sturzwinkels an Rad 4 über ein mehrdimensionales Polynom angenähert und b) entstandener Approximationsfehler .....	42
3.26	Wankkinematik des Aufbaukörpers (Ansicht von hinten auf den Aufbaukörper) .	43
3.27	Übertragungsfunktion des Wankstabilisators berechnet in ADAMS bzw. approximiert über lineare Funktionen für a) Rad 1 und b) Rad 4 .....	44
3.28	Ersatzschaltbilder von Luftfederdämpfer und Luftfeder mit hydraulischem Dämpfer .....	44
3.29	Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinien des hydraulischen Dämpfers für zwei Ventilschaltstellungen.....	45

3.30	Kennlinien von a) oberem Dämpferlager (Topmount-Lager) und b) Federwegsbegrenzer (baugleiche Ausführung wie beim LFD) .....	46
3.31	Fahrzeugaufbaubezogene Größen Schwimm-, Gier- und Kurswinkel sowie reifenbezogene Größen Lenk- und Schräglaufwinkel.....	47
3.32	Berechnung der Schräglaufwinkel am Zweispurfahrzeug .....	48
3.33	Berechnung des Schräglaufwinkels für das Rad ( $s$ ).....	49
3.34	Qualitativer Verlauf einer $\mu$ -Schlupf-Kurve .....	50
3.35	Übertragbare Reifenkraft in Abhängigkeit von Normalkraft und Reifenschlupf dargestellt als a) dreidimensionales Kennfeld und b) Konturplot .....	52
3.36	Reifenseitenkraft infolge Sturz .....	52
3.37	Auswirkungen des Reifensturzes auf die $\mu$ -Schlupf-Kurve des Reifens in laterale Richtung [35] .....	53
3.38	Fahrzeugregelkreis mit Abbildung des menschlichen Fahrers.....	54
3.39	Vorausschaulänge des Fahrers für die Beeinflussung der Längsdynamik beim a) Anbremsen auf eine Kurve und b) Verhalten in der Kurve .....	56
4.1	Gegenseitige Beeinflussung von Längs-, Vertikal- und Querdynamik eines Kraftfahrzeugs [3].....	58
4.2	Einflussgrößen auf die Fahrdynamik .....	59
4.3	Ausgeführte Systeme eines a) adaptiven PDC-Dämpfers (Pneumatic-Damping-Control) mit Luftfeder und b) eines semiaktiven CDC-Dämpfers (Continuous-Damping-Control) .....	60
4.4	Adaptives System bestehend aus Luftfeder mit schaltbarem Zusatzvolumen dargestellt als Applikation in einer Daimler E-Klasse und b) prinzipieller Systemaufbau .....	61
4.5	Ausgeführtes System eines aktiven Wankstabilisators dargestellt als Applikation in einem BMW X6 und b) Darstellung des Aktors .....	62
4.6	Ausgeführtes System eines aktiven Fahrwerks mit der Bezeichnung Active-Body-Control dargestellt als Applikation in einem Daimler C1 und b) Darstellung des hydraulischen Aktors.....	63
4.7	a) Prinzipdarstellung zur Beeinflussung der Fahrdynamik über Torque-Vectoring und Aktivlenkung sowie Darstellung der zugehörigen ausgeführten Systeme in b) und c).....	63
4.8	Ausgeführtes System der elektronischen Stabilitätsregelung ESP .....	64
4.9	Prinzipbild zur Beeinflussung der Fahrdynamik über LFD mit den Wanksteifigkeiten $\hat{c}_{VA}$ und $\hat{c}_{HA}$ an Vorder- und Hinterachse.....	65
4.10	Prinzipbild zur Beeinflussung der Fahrdynamik über LFD .....	67
4.11	Fahrzeug beim passieren eines Spurwechsels mit gezielter Abstützung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse (qualitative Darstellung) .....	68
4.12	Arbeitsbereich des Agil-Stabil-Reglers im Gierraten-Geschwindigkeits-Schaubild .....	69
4.13	Prinzip des Krümmungsreglers mit Soll- und Istradius (Radius ist als Reziproke zur Krümmung definiert) .....	70



5.1	Klassifizierung der Fahrversuche nach Art des Fahrmanövers und Art der Fahr- bahnanregung .....	72
5.2	In der Simulation ermittelte a) Lenk- und b) Wankwinkelverläufe bei stationärer Kreisfahrt über der bezogenen Querbesehleunigung (Geschwindigkeit varia- bel bei Kurvenradius $R = 100$ m) .....	73
5.3	a) Gier- und b) Schwimmwinkel-Verstärkungsfaktoren bei stationärer Kreisfahrt über der bezogenen Querbesehleunigung (Geschwindigkeit variabel bei Kur- venradius $R = 100$ m) .....	74
5.4	Verläufe von a) Kurvenkrümmung und b) Gierrate nach einem Lenkwinkelsprung um $0.1$ rad bei $15$ m/s mit idealisierten, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung) .....	75
5.5	Verläufe von a) Schwimm- und b) Wankwinkel nach einem Lenkwinkelsprung um $0.1$ rad bei $15$ m/s mit idealisierten, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung) .....	75
5.6	Verlauf der bezogenen Querbesehleunigung nach einem Lenkwinkelsprung um $0.1$ rad bei $15$ m/s mit idealisierten, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung) .....	76
5.7	Verläufe von a) Kurvenkrümmung und b) Gierrate nach einem Lenkwinkelsprung um $0.1$ rad bei $15$ m/s mit realen, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung) .....	77
5.8	Verläufe von a) Schwimm- und b) Wankwinkel nach einem Lenkwinkelsprung um $0.1$ rad bei $15$ m/s mit realen, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung) .....	77
5.9	Verlauf der bezogenen Querbesehleunigung nach einem Lenkwinkelsprung um $0.1$ rad bei $15$ m/s mit realen, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahr- bahnanregung) .....	78
5.10	bezogene Verläufe von a) Querkoordinate und b) Querbesehleunigung für einen Ausweichversuch mit/ohne Agil-Stabil-Regler (Breite $B = 2$ m, Geschwindig- keit $v = 24$ m/s, ohne Fahrbahnanregung) .....	79
5.11	Verläufe von a) Schwimm- und b) Lenkwinkel für einen Ausweichversuch mit/ohne Agil-Stabil-Regler (Breite $B = 2$ m, Geschwindigkeit $v = 24$ m/s, ohne Fahr- bahnanregung) .....	79
5.12	Zum Ausweichversuch zugehöriges Ventilschaltverhalten des Agil-Stabil-Reglers an den Luftfederdämpfern von a) Vorderachse und b) Hinterachse .....	80
5.13	RMS-Werte von a) Regelabweichung und b) Querbesehleunigung für einen Aus- weichversuch mit/ohne LFD-Regler (Breite $B = 2$ m, Geschwindigkeit variabel, ohne Fahrbahnanregung) .....	81
5.14	RMS-Verläufe von a) Schwimm- und b) Lenkwinkel für einen Ausweichversuch mit/ohne LFD-Regler (Breite $B = 2$ m, Geschwindigkeit variabel, ohne Fahr- bahnanregung) .....	81
5.15	Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit a) Bahnkurvendarstellung und b) Prinzip der Berechnung der Regelabweichung zur Sollbahn (ohne Fahrbahnanregung) ..	82



5.16	Verläufe von a) Fahrzeuggeschwindigkeit und b) Querb beschleunigung auf Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit Agil-Stabil-Regler (ohne Fahrbahnanregung) .....	83
5.17	Verläufe von a) Regelabweichung und b) radbezogenem Lenkwinkel auf Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit Agil-Stabil-Regler (ohne Fahrbahnanregung) .....	83
5.18	Fahrversuch Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit RMS-Werten von a) Regelabweichung, b) Lenkwinkel, c) Querb beschleunigung und d) Schwimmwinkel mit / ohne LFD-Regelung (ohne Fahrbahnanregung) .....	84
5.19	Amplitudenspektrum einer „schlechten“ Fahrbahn (Quelle ZF Sachs) .....	85
5.20	Beeinflussung der komfortrelevanten Größen vertikale Aufbaubeschleunigung in a), b) und Nickrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung .....	86
5.21	Beeinflussung der sicherheitsrelevanten Größen dynamische Radlastschwankung in a), b) und Gierrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung .....	88
5.22	Amplitudenspektren der Aufbaubewegung (schwarz) und Radbewegung (grau) für das a) unregelte LFD-Fahrzeug und b) das LFD-Fahrzeug mit Agil-Stabil-Regelung, jeweils mit realer Fahrbahnanregung .....	88
5.23	a) Qualitative Darstellung der LFD-Ventilöffnung über der Druckdifferenz der Einzelvolumina und b) sich ergebender Parameterraum für die freien Parameter .....	91
5.24	Beeinflussung der Fahreigenschaften Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahr-sicherheit des geregelten LFD-Fahrzeugs mit Bypassventilen (qualitative Darstellung) .....	91
5.25	a) - d) Optimierungszielfunktionen integrale Regelabweichung und quadratische Mittelwerte von Lenkwinkel, Radlastschwankung und Aufbaubeschleunigung ausgewertet für einen Ausweichversuch mit realer Fahrbahnanregung (jeweils bezogen auf das unregelte LFD-Fahrzeug, Ventildifferenzdruck $\Delta p = 1 \text{ bar}$ ) .....	93
5.26	a) - d) Optimierungszielfunktionen integrale Regelabweichung und quadratische Mittelwerte von Lenkwinkel, Radlastschwankung und Aufbaubeschleunigung aufgetragen über der Anzahl an untersuchten Ventilkonfigurationen (jeweils bezogen auf das unregelte LFD-Fahrzeug) .....	94
5.27	Verwendetes HiL-Prinzip zur Teilvalidierung der Fahrdynamikregelung über Luftfederdämpfer .....	96
5.28	Umsetzung des Agil-Stabil-Reglers in Simulink mit Ansteuerung des PWM-Verstärkers über eine Simulink-dSPACE Hardware-Schnittstelle .....	97
5.29	a), b) Weg- und Kraftverläufe am Federbein hinten rechts ohne LFD-Regelung ....	98
5.30	a), b) Weg- und Kraftverläufe am Federbein hinten rechts mit LFD-Regelung .....	98
5.31	Darstellung von a) Fahrzeuggierrate bezogen auf die kritische Gierrate, b) Sollwerte der Ventilflächen und c) Ventilstrom bezogen auf Maximalstrom am LFD hinten rechts mit Agil-Stabil-Regelung .....	99
A.1	Verläufe von a) Kurvenkrümmung und b) Gierrate nach einem Lenkwinkelsprung um $0.1 \text{ rad}$ bei $15 \text{ m/s}$ mit Luftfeder und hydraulischem Dämpfer (ohne Fahrbahnanregung) .....	108

---

A.2	Verläufe von a) Schwimm- und b) Wankwinkel nach einem Lenkwinkelsprung um 0.1 rad bei 15 m/s mit Luftfeder und hydraulischem Dämpfer (ohne Fahrbahnanregung) .....	108
A.3	Beeinflussung der komfortrelevanten Größen vertikale Aufbaubeschleunigung in a), b) und Nickrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung .....	109
A.4	Beeinflussung der sicherheitsrelevanten Größen dynamische Radlastschwankung in a), b) und Gierrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung .....	110

---

# Tabellen

5.1	Qualitative Beurteilung der Fahreigenschaften des geregelten LFD-Fahrzeugs in Abhängigkeit von der Fahrbahnanregung (+ gut, - schlecht, +- mittel) .....	89
-----	---	----

---

# Abstract

In dieser Dissertation werden die Ergebnisse des Forschungsvorhabens „Entwicklung von Regelstrategien für Luftfederdämpfer zur Optimierung der Fahrdynamik“ dargestellt. Allgemein ist bekannt, dass über Luftfederdämpfer (LFD) mittels eines Verstellventils eine Spreizung der Steifigkeit bis um den Faktor 20 möglich [23] ist. Bisher wurden keine Untersuchungen zur Beeinflussung der Fahrdynamik über LFD veröffentlicht. In dieser Arbeit wird das zur Verfügung stehende Potential der Steifigkeitserhöhung eines Luftfederdämpfers gezielt zur Beeinflussung der Fahrdynamik genutzt.

Ein virtuelles, luftgefedertes und luftgedämpftes Versuchsfahrzeug wird in der objektorientierten Sprache Modelica abgebildet. Bis auf das Reifenmodell und die kennlinienbasierte Achselastokinematik wird das gesamte Fahrzeug über rein physikalische Modelle beschrieben und ist somit universell parametrisierbar, d.h. auf verschiedene Fahrzeugplattformen anwendbar. Die nach der Modellbildung entwickelten Regelstrategien basieren auf der Aufteilung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse. Mit Hilfe eines Lenkwinkelsprungs wird gezeigt, dass im Zeitraum 1 s bis 5 s nach dem Sprung eine gezielte Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens zwischen Untersteuern und agil möglich ist. Es wird deutlich, dass eine trägheitsbedingte Totzeit der Größenordnung 1 s bei einer LFD-Regelung vorliegt. Auch wird gezeigt, dass der mögliche Arbeitsbereich einer Regelung im Querschleunigungsbereich zwischen 0.4 g und 0.8 g und somit unterhalb des Arbeitsbereichs des ESP liegt. In weiteren Closed-Loop-Fahrversuchen (z.B. Ausweichversuch, Rundkurs auf einer Grand-Prix-Strecke) wird deutlich, dass mit Hilfe der LFD-Regelung die Möglichkeit besteht, das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs derart zu beeinflussen, dass bei gleicher Fahrzeuggeschwindigkeit geringere Lenkwinkel und gleichzeitig geringere Regelabweichungen zur Sollbahn erreicht werden können.

Es werden die Beeinflussung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort durch die Fahrdynamikregelung untersucht. Als Fahrmanöver wird hierfür ein Ausweichversuch mit realer Fahrbahn als Fußpunktanregung gewählt. Wie zu erwarten zeigt sich, dass Sicherheit und Komfort bei kleinen LFD-Ventilflächen negativ beeinflusst werden. Im Rahmen einer Optimierung werden Bypassventile in den Luftfederdämpfer integriert, um den Zielkonflikt der Abstimmung zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort zu mildern. Abschließend wird anhand von Versuchen an einem Hardware-in-the-Loop Prüfstand die Echtzeitfähigkeit der Regelung in Verbindung mit einem realen Federbein aufgezeigt. Die den Versuchsaufbau beinhaltende gesamte Mess-, Regel- und Aktuatorikkette dient gleichzeitig als Vorbereitung für einen Wechsel vom Prüfstand in ein Versuchsfahrzeug.

---

# 1 Einleitung, Motivationen und Vorgehensweise

---

## 1.1 Einleitung

Aus heutiger Sicht existieren im Automobilbereich passive, semiaktive und aktive Fahrwerke. Die passiven Fahrwerke, zumeist bestehend aus Stahlfeder in Kombination mit hydraulischem Schwingungsdämpfer, stellten über Jahrzehnte den Standard dar. Als Folge von steigendem Kundenbewusstsein für komfortable und gleichzeitig sportliche Fahrzeuge werden Bemühungen seitens der Fahrzeughersteller und Zulieferer unternommen, neue Fahrwerksysteme zu entwickeln. Hierzu zählen die semiaktiven und aktiven Fahrwerke. Aktive Systeme können die gewünschten Fahreigenschaften durch gezieltes Stellen von Kräften erreichen. Es entstehen jedoch aufgrund zahlreicher benötigter Systemkomponenten hohe Kosten und ein hoher Energiebedarf. Semiaktive Systeme setzen auf die Adaption der Bauteileigenschaften von Feder bzw. Dämpfer innerhalb eines Schwingungszyklus. Hierfür werden weniger Systemkomponenten benötigt und der Energiebedarf ist gering. Semiaktive Systeme sind i.d.R. von den Gesamtkosten gegenüber den aktiven Systemen deutlich bevorteilt. Die Herausforderung stellt sich für den Entwickler, das gegebene Potential eines semiaktiven Systems bestmöglich auszunutzen.

## 1.2 Motivationen

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die Potentiale eines semiaktiven Luftfederdämpfers (LFD) zur gezielten Beeinflussung der Fahrdynamik untersucht werden. Ein Luftfederdämpfer kann als ein pneumatisches Federbein aufgefasst werden, welches die Funktionen Lasttragen, Federn und Dämpfen in einem Bauteil übernimmt. Über das Schalten eines Verstellventils innerhalb des LFD lassen sich die Größe von Steifigkeit und Dämpfung und deren Lage im Frequenzbereich beeinflussen. Für eine fahrsituationsabhängige Abstimmung des LFD sind Regel-/Steuerstrategien erforderlich, welche zur

- Optimierung der Fahrdynamik, unter Beachtung von
- Komfort und Fahrsicherheit

beitragen. In vorangehenden Untersuchungen von Pelz und Sonnenburg [27] konnte bereits gezeigt werden, dass mit Luftfederdämpfern ein mindestens vergleichbarer Fahrkomfort wie mit hydraulischen Verstelldämpfern erreicht werden kann. Bisher wurden jedoch keine Untersuchungen zur Beeinflussung der Fahrdynamik über geregelte LFD unternommen. Darum ist die Entwicklung von Regel-/Steuerstrategien für Fahrdynamik ein Kernziel dieser Arbeit. Im Vordergrund steht die Beantwortung der Frage, ob mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Spreizung der Steifigkeit eines LFD positiv Einfluss auf die Fahrdynamik genommen werden kann. Ferner soll gezeigt werden, welche Auswirkungen eine LFD-Fahrdynamikregelung auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit haben. Gegebenenfalls sind hieraus Maßnahmen zur Milderung des Konflikts zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort abzuleiten.

### 1.3 Vorgehensweise

Für die Entwicklung der LFD-Regel-/Steuerstrategien wird die in Bild 1.1 gezeigte Methodik verwendet. Diese setzt sich aus drei aufeinander folgenden Betrachtungen mit den Instrumenten der Analytik, Simulation und Experiment zusammen.

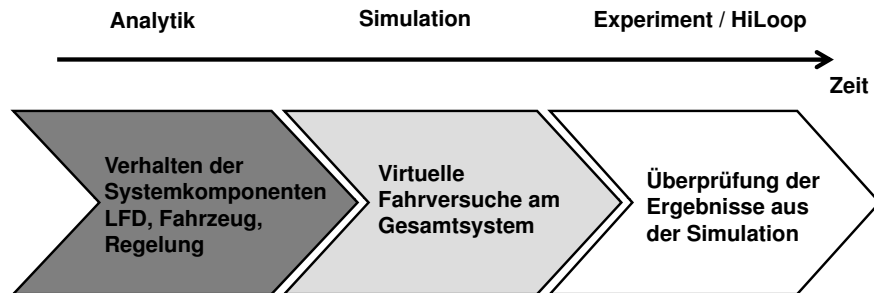


Abb. 1.1: Entwicklungsablauf für den Entwurf von Luftfederdämpfer Regel-/Steuerstrategien

Im ersten Schritt erfolgt eine theoretisch-analytische Betrachtung auf Komponentenebene, siehe Bild 1.1, links. Hierbei werden die Systemkomponenten Luftfederdämpfer, Fahrzeug und die Regelung betrachtet. Für die Modellierung des LFD wird das 0-dimensionale, physikalische Modell ADASS [26] verwendet. Das Fahrzeug wird als Mehrkörpersystem mit den Newton-Eulerschen-Bewegungsgleichungen abgebildet. Die Parametrisierung des Gesamtmodells erfolgt anhand eines Oberklassefahrzeugs, wobei die notwendigen Parameter vom Fahrzeughersteller zur Verfügung gestellt werden. Nach der Modellbildung der Regelstrecke folgt der modellbasierte Entwurf der LFD-Regelung bzw. Steuerung. Es werden die Ziele einer LFD-Fahrdynamikregelung definiert, potentielle Regel- bzw. Steuergrößen aufgezeigt und geeignete Algorithmen entwickelt.

Die entworfenen Regelalgorithmen werden im zweiten Schritt (Bild 1.1, Mitte) anhand virtueller Fahrversuche, sowohl im Open-Loop- als auch im Closed-Loop-Verfahren, am Gesamtsystem untersucht. Neben der Entwicklung einer optimalen Fahrdynamikregelung werden Untersuchungen zur Fahrsicherheit und zum Komfort durchgeführt. Hierzu kommt ein reales Straßensignal zum Einsatz, um die Regelstrategien unter realitätsnahen Bedingungen untersuchen zu können. Für eine Milderung des bekannten Konflikts zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort werden zusätzliche Untersuchungen mit LFD-Bypassventilen durchgeführt. Schließlich wird ein Vergleich zwischen geregelter/ungeregelter Luftfederdämpfer und Luftfeder mit hydraulischem Dämpfer angestellt.

Im dritten Schritt (Bild 1.1, rechts) werden experimentelle Versuche an einem Hardware-in-the-Loop Prüfstand durchgeführt. Hierfür werden die Federweghistorien eines Ausweichversuchs als Eingangsgrößen verwendet und der LFD-Regler auf einem echtzeitfähigen Mess- und Regelsystem betrieben. Ein reales LFD-Federbein wird mittels einer einaxialen, servohydraulischen Prüfmaschine mit dem vom Modell berechneten Weg angeregt, während die LFD-Regelung aus dem Fahrzustand heraus geeignete Ventilblendenflächen zur Ansteuerung des Luftfederdämpfers berechnet. Die sich einstellende, gemessene Kraft am LFD wird in das Echtzeitmodell zurückgeführt und die Federbeinkräfte aus Simulation und Experiment werden verglichen. Die Ziele dieser Untersuchungen sind die Applikation

---

der LFD-Regelung auf einem Hardware-Regler sowie der Nachweis der Echtzeitfähigkeit. Mit Hilfe der nachgewiesenen Applikation ist ein unmittelbarer Wechsel vom Prüfstand in ein Versuchsfahrzeug möglich.





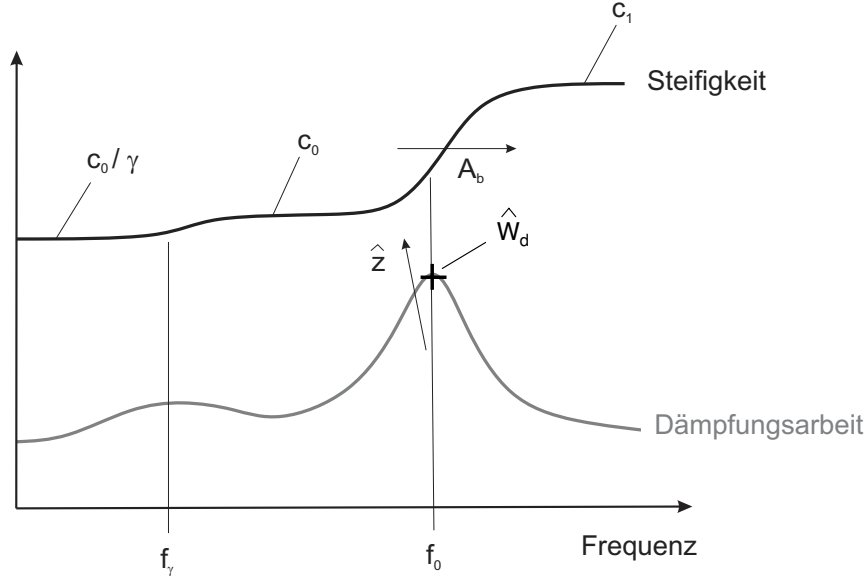


Abb. 2.2: Qualitative frequenzabhängige Verläufe von Steifigkeit und Dämpfungsarbeit eines 2-Raum-LFD mit Einflussgrößen Amplitude und Ventilblendenfläche

0.1 Hz [25]. Geht die Anregungsfrequenz  $f$  gegen null, stellt sich das statische Steifigkeitsniveau  $c_0/\gamma$  ein, wobei  $\gamma$  den Isentropenexponenten kennzeichnet. Diese statische Steifigkeit übernimmt die Tragfunktion des Feder-Dämpfer-Elements. Für Frequenzen größer null setzt sich die Gesamtsteifigkeit immer aus Energiespeicherung (Federung) und Dissipation (Dämpfung) zusammen. In diesem Fall wird der Begriff dynamische Steifigkeit für den LFD verwendet.

Mit dimensionsanalytischen Methoden lässt sich zeigen, dass die Frequenz  $f_\gamma$  proportional zu

$$f_\gamma \sim \frac{\lambda}{c_p \rho_0} \frac{1}{L^2} \quad (2.1)$$

ist [22], mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$ , der Ruhedichte  $\rho_0$  der Luft sowie der typischen Länge  $L$  (Verhältnis von Gesamtvolumen zu Verdrängerfläche des LFD). Die Abstimmfrequenz  $f_0$  befindet sich zwischen den Steifigkeitsniveaus  $c_0$  und  $c_1$ . Bei dieser Frequenz tritt die maximale Dämpfungsarbeit  $\hat{W}_d$  eines LFD auf, welche proportional zu

$$\hat{W}_d \sim p_0 V \hat{z}^2 / L^2 \quad (2.2)$$

ist [6], mit dem Ruhedruck  $p_0$ , dem Gesamtvolumen  $V$  und der Anregungsamplitude  $\hat{z}$ . Hieraus folgt, dass die Dämpfungsarbeit mit dem Quadrat der Anregungsamplitude ansteigt. Für das Bauteil- und Systemverständnis soll zunächst gezeigt werden, dass das Steifigkeitsverhältnis  $c_1/c_0$  allein durch die Bauteilgeometrie festgelegt ist.

Im Frequenzbereich  $f_\gamma < f < f_0$  stellt sich das Steifigkeitsniveau mit der adiabaten Steifigkeit  $c_0$  ein. Der Luftmassenstrom zwischen den Volumina ist so gering, dass der Trennkolben gedanklich weggelassen werden kann. Der LFD wirkt hierbei als Luftfeder mit dem Gesamtvolumen der Einzelkammern. Für kleine Auslenkungen  $\hat{z}$  um die Konstruktionslage gilt

$$c_0 := \left. \frac{dF}{dz} \right|_{z=0} = \gamma p_0 \frac{A A_T}{V} + (p_0 - p_u) \left. \frac{dA_T}{dz} \right|_{z=0}, \quad \text{für } f_\gamma < f < f_0. \quad (2.3)$$

Das Gesamtvolumen  $V$ , die Tragfläche  $A_T$  und die Verdrängerfläche  $A$  sind durch

$$V := \sum_{j=1}^N V_j, \quad A_T := F_0/(p_0 - p_u) = \sum_{j=1}^N A_{Tj} \vec{n}_j \cdot \vec{e}_z, \quad \text{und} \quad A := \sum_{j=1}^N A_j = \sum_{j=1}^N \frac{dV_j}{dz} \quad (2.4)$$

definiert, wobei  $N$  die Anzahl der Einzelvolumina,  $p_u$  den Umgebungsdruck und  $F_0$  die Kraft des LFD in Konstruktionslage bezeichnen. Für eine zylindrische Abrollkolbenkontur mit  $dA_T/dz = 0$  nimmt Gleichung 2.3 die Form

$$c_0 = \gamma p_0 \frac{AA_T}{V} \quad (2.5)$$

an. Für Erregerfrequenzen  $f \gg f_0$  findet kein Massenaustausch zwischen den Volumina mehr statt, sodass das dynamische Verhalten dem zweier parallel geschalteter Luftfedern gleicht. Als Steifigkeit  $c_1$  ergibt sich für kleine Anregungen und zylindrischen Abrollkolben

$$c_1 = \gamma p_0 \sum_{j=1}^N \frac{A_j A_{Tj}}{V_j}, \quad \text{für} \quad f \gg f_0. \quad (2.6)$$

In Gl. 2.6 kennzeichnen  $V_j$  das Volumen,  $A_{Tj}$  die Tragfläche und  $A_j$  die Verdrängerfläche der Einzelvolumina in Konstruktionslage. Ausgeführte Bauteile des LFD erreichen ein Steifigkeitsverhältnis  $c_1/c_0$  von bis zu 26 für einen 3-Raum-LFD und bis zu 20 für einen 2-Raum-LFD [22]. Dieses Verhältnis der Steifigkeitsspreizung hängt nur von der Geometrie ab, was beispielhaft die Rechnung für einen 2-Raum-LFD zeigt:

$$\frac{c_1}{c_0} \approx \frac{V}{A^2} \left( \frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) = 4 \dots 20. \quad (2.7)$$

Für die Auslegung eines LFD sind zwei Sachverhalte von Bedeutung. Zum einen muss das Fahrzeuggewicht

$$mg \sim (p_0 - p_u)A_T \approx p_0 A_T, \quad \text{für} \quad p_0 \gg p_u, \quad (2.8)$$

abgestützt werden, wobei  $m$  die Viertelfahrzeugmasse und  $g$  die Gravitationskonstante darstellen. Der Systemdruck  $p_0$  ist über die Luftversorgung oder den Berstdruck des LFD begrenzt und ist damit bekannt. Aus Gl. 2.8 resultiert so die erforderliche Tragfläche  $A_T$ . Zum zweiten ist die Hubeigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus mit  $f = 0.8 \dots 1.2$  Hz (je nach Fahrzeughersteller) festgelegt. Mit Gl. 2.5, 2.8 und der Näherung  $A \approx A_T$  ist die Eigenfrequenz

$$f^2 \sim \frac{c_0}{m} = \gamma \frac{g}{L} \quad (2.9)$$

durch die weiter oben eingeführte typische Länge  $L$  des LFD gegeben [22]. Der Druck spielt für die Dynamik keine Rolle! Die typische Länge bestimmt wie eine Pendellänge die Hubeigenfrequenz, wodurch das Volumen- zu Flächenverhältnis festgelegt ist. Es resultiert ein enger Parameterraum bei der Auslegung eines LFD.

Wird das Ventil im LFD als kontinuierliches Verstellventil ausgeführt, so lässt sich der Übergang zwischen den Steifigkeiten  $c_0$  und  $c_1$ , wie auch die zugehörige maximale Dämpfarbeit, im Frequenzbereich verschieben. Mit dimensionsanalytischen Methoden wird in [6] gezeigt, dass die Abstimmfrequenz  $f_0$  proportional zur Ventilblendenfläche  $A_b$  ist

$$f_0 \sim \sqrt{\gamma R_L T_0} \frac{A_b}{V} f_n \left( \frac{V}{\dot{z}A} \right), \quad (2.10)$$

mit der Gaskonstante  $R_L$  für Luft und der mittleren Temperatur  $T_0$ . Weiter bedeutet in Gl. 2.10 der Term auf der rechten Seite, dass eine proportionale Abhängigkeit zum Quotienten  $V/(\hat{z}A)$  existiert. Der Einfluss der Temperatur auf die Frequenz  $f_0$  ist hierbei gering. Eine Temperaturerhöhung von  $-10^\circ\text{C}$  auf  $23^\circ\text{C}$  ergibt eine Verschiebung um 6 % zu einer größeren Frequenz [26]. Liegt eine monofrequente, harmonische Anregung vor, lässt sich mit Gl. 2.10 die Abstimmungsfrequenz  $f_0$  durch Anpassung der Ventilblendenfläche  $A_b$  gezielt einstellen, siehe auch Bild 2.2. Die Adaption der LFD-Steifigkeit über die Ventilfläche ist gleichzeitig die wesentliche Stellgröße, welche für eine Beeinflussung der Fahrdynamik im Rahmen dieser Arbeit verwendet wird.

## 2.2 Physikalische Modellbildung eines Luftfederdämpfers

Das dynamische Verhalten eines LFD lässt sich über ein rein physikalisches Modell [28] mit zwei gewöhnlichen Differentialgleichungen für jedes Volumen beschreiben. Für die Bestimmung der drei thermodynamischen Zustandsgrößen Druck, Dichte und Temperatur ist das nichtlineare Differentialgleichungssystem Gl. 2.11 bis 2.13

$$\dot{\rho}_j(V_j \mp zA_j) \mp \rho_j \dot{z}A_j \pm \dot{m} = 0, \quad (2.11)$$

$$\frac{1}{\gamma - 1} \dot{p}_j(V_j \mp zA_j) \mp \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_j \dot{z}A_j \pm \dot{m} c_p T_j = -K_j(T_j - T_0), \quad (2.12)$$

$$p_j = \rho_j R_L T_j, \quad (2.13)$$

bestehend aus Kontinuitätsgleichung, Energiegleichung und Zustandsgleichung für ideale Gase zu lösen (Index  $j = 1, 2$  für einen 2-Raum-LFD). Als Vorzeichenkonvention für einen Fluss über die Grenzen des Kontrollvolumens wird festgelegt, dass Flüsse in Richtung des Normalenvektors  $\vec{n}_j$  positiv gezählt werden, vgl. Bild 2.1 a). Der jeweils erste Term auf der linken Seite von Gl. 2.11, 2.12 stellt die lokale Änderung der integralen Größen Masse bzw. innere Energie, der zweite Term den Fluss von Masse bzw. Enthalpie über die bewegte Wand und der dritte Term den Massen- bzw. Enthalpiestrom infolge einer Ventilströmung dar. Auf der rechten Seite der Energiegleichung 2.12 ist der Wärmestrom  $K_j(T_j - T_0)$  zu erkennen, wobei  $K_j$  das Produkt aus Wärmedurchgangszahl und Fläche bezeichnet.

Das nichtlineare Gleichungssystem 2.11 bis 2.13 genügt den Anfangsbedingungen  $p(t = 0) = p_0$ ,  $T(t = 0) = T_0$  und kann leicht numerisch integriert werden, d.h. die Angabe eines Polytropenexponenten  $n$  ist nicht notwendig!

## 2.3 Charakterisierung eines Luftfederdämpfers in Simulation und Versuch

Mit Hilfe des beschriebenen physikalischen LFD-Modells lässt sich eine Vorhersage über das amplituden- und frequenzabhängige Übertragungsverhalten eines Luftfederdämpfers ableiten. Zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens eines LFD kann sowohl für die Simulation als auch für den experimentellen Versuch dieselbe Prüf- und Auswertemethode verwendet werden. Der Luftfederdämpfer wird einseitig eingespannt und am freien Ende mit Hilfe einer beliebigen Wegfunktion angeregt. In den folgenden Abschnitten werden hierfür harmonische Anregungen und das transiente Signal einer Stufenanregung untersucht. Des Weiteren wird der Einfluss des nichtlinearen Übertragungsverhaltens eines Luftfederdämpfers auf die Vergrößerungsfunktion des Zweimassenschwingers gezeigt.

### 2.3.1 Übertragungsverhalten bei harmonischer Anregung

Bei einer harmonischen Anregung bildet die sich einstellende Axialkraft bei Auftragung über der harmonischen Weganregung eine Hysteresekurve aus, siehe Bild 2.3. Für die Darstellung eines Frequenzgangs ist eine Auswertung der beispielhaft gezeigten Kraft-Weg-Hysteresekurve für jede angefahrne Frequenz und Amplitude erforderlich.

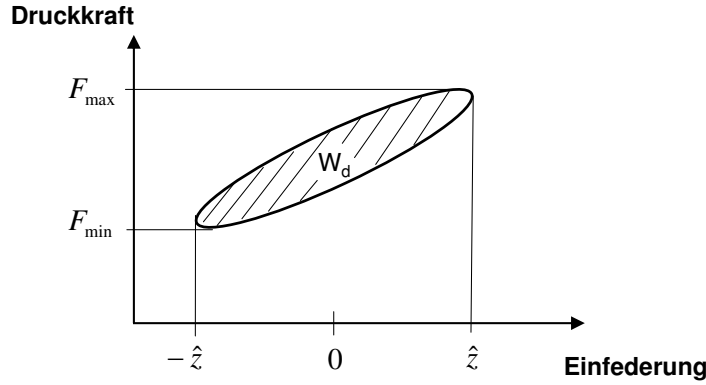


Abb. 2.3: Qualitative Darstellung einer Kraft-Weg-Hysteresekurve im eingeschwungenen Zustand

Für die Berechnung der dynamischen Steifigkeit  $c_{dyn}$  bietet sich die Definition

$$c_{dyn} := \frac{F_{max} - F_{min}}{2\hat{z}} \quad (2.14)$$

an. Es bezeichnen  $F_{max}$  und  $F_{min}$  die Maximal- und Minimalkräfte und  $\hat{z}$  die Anregungsamplitude, siehe Bild 2.3. Die Dämpfarbeit  $W_d$  entspricht der dissipierten Energie pro Schwingzyklus. Sie lässt sich durch eine numerische Integration der Kraft-Weg-Hysteresekurve über einen Schwingzyklus mit

$$W_d := \oint F dz \quad (2.15)$$

ermitteln. Die gezeigten Definitionen für Steifigkeit und Dämpfarbeit lassen sich sowohl für sehr kleine Amplituden (Zunahme des Coulombschen Reibanteils) als auch für große Amplituden (Zunahme der Steifigkeit infolge Progression) anwenden. Der Effekt der Zunahme des Coulombschen Reibanteils wird im LFD-Modell nicht berücksichtigt, weil für eine Beurteilung der Fahrdynamik mittlere bis große Amplituden von Relevanz sind. Der beschriebene Versuch wird in der Simulation als auch auf einer einaxialen, servohydraulischen Prüfmaschine (siehe Bild 2.4) durchgeführt.

In Bild 2.5 sind die sich ergebenden amplitudenabhängigen Frequenzgänge von normierter Steifigkeit und normierter Dämpfarbeit über der harmonischen Anregungsfrequenz aus Simulation und Versuch dargestellt. Neben der Frequenz und der Anregungsamplitude wird auch eine Veränderung der Ventilblendenfläche  $A_b$  vorgenommen. Für die Normierung der Steifigkeit wird die adiabate Steifigkeit  $c_0$  und für die Normierung der Dämpfarbeit die maximale Dämpfarbeit, jeweils bei der Amplitude  $\hat{z} = 10 \text{ mm}$ , verwendet. In Bild 2.5 a), b) lassen sich die drei Steifigkeitsniveaus  $c_0/\gamma$ ,  $c_0$  und  $c_1$  erkennen, welche von den Eckfrequenzen  $f_\gamma$  und  $f_0$  voneinander getrennt sind. Der Übergang zwischen isothermer und adiabater Zustandsänderung liegt wie erwartet zwischen 0.01 Hz und 0.1 Hz. Es bestätigt sich in Bild 2.5 c), d) die quadratische Abhängigkeit der maximalen Dämpfarbeit  $\hat{W}_d$  von



Abb. 2.4: Servohydraulische MTS Prüfmachine des Instituts Fluidsystemtechnik mit einem 2-Raum-LFD der Fa. Vibracoustic (Prüfstandsdaten: Kraft  $\pm 50$  kN, Weg  $\pm 125$  mm, Hydraulikaggregat mit 100 Liter/Min. und 3 Speicher à 60 Liter)

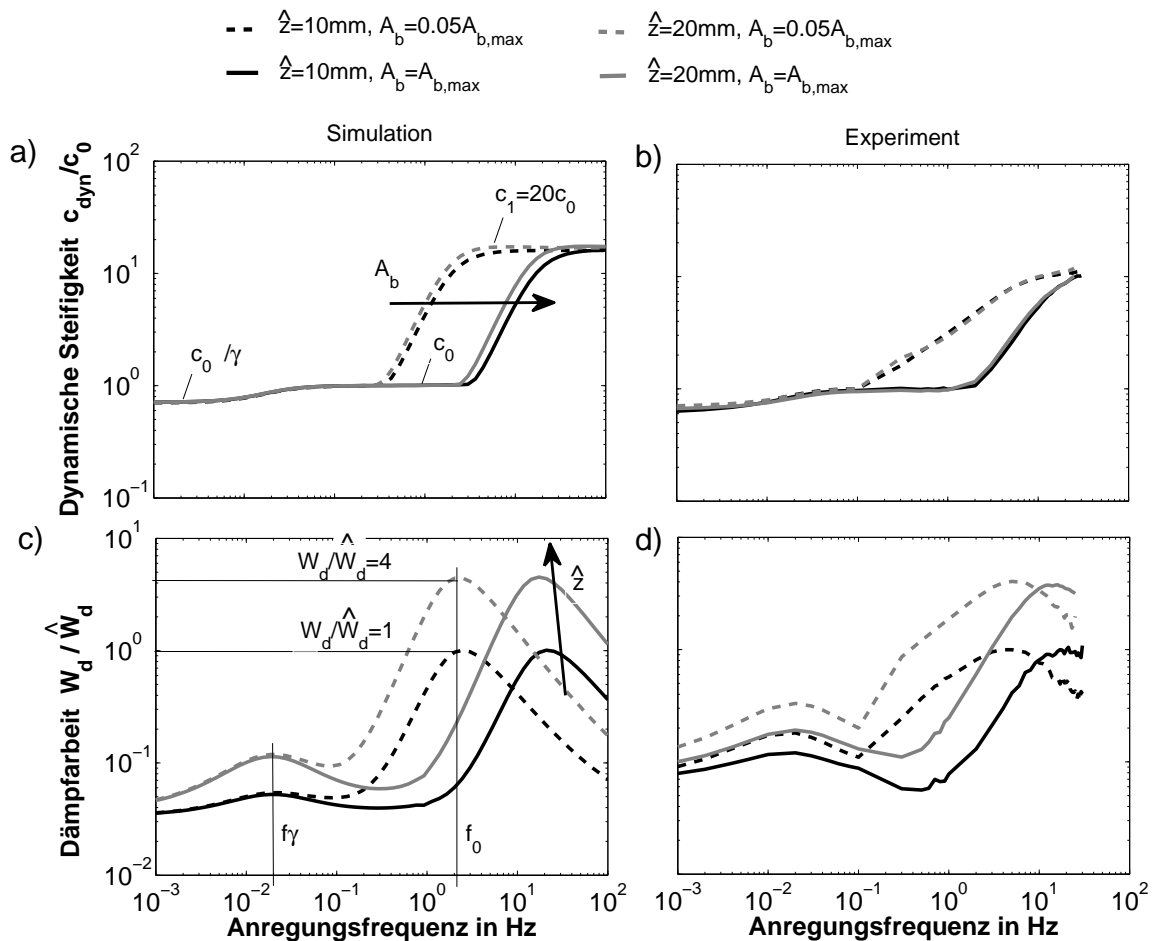


Abb. 2.5: a) - d): Frequenzgänge von normierter Steifigkeit und normierter Dämpfarbeit eines 2-Raum-LFD aus Simulation und Versuch für zwei Amplituden und zwei Ventilblendenflächen (normiert auf Steifigkeit  $c_0$  bzw. Dämpfarbeit  $\hat{W}_d$  bei Amplitude  $\hat{z} = 10$  mm)

der Anregungsamplitude  $\hat{z}$ , siehe Gl. 2.2. Auch erkennbar ist die annähernd lineare Abhängigkeit der Abstimmfrequenz  $f_0$  von der Ventilblendenfläche  $A_b$  aus Gl. 2.10. Durch Herabsetzen der Ventilblendenfläche auf 5% der Maximalfläche  $A_{b,max}$  verringert sich die Abstimmfrequenz in Bild 2.5 c) von ca. 20 Hz auf 2 Hz. In den experimentell ermittelten Verläufen fällt eine Abweichung in der Linearität zwischen Abstimmfrequenz und Ventilblendenfläche auf. Eine mögliche Begründung für diese Abweichung lässt sich durch die gesteuerte Einstellung der Ventilfläche finden. Die Ventilfläche ist als Funktion des elektrischen Ventilstroms in der Prüfstandssoftware hinterlegt. Im Experiment wird über die Bestimmung des Spannungsabfalls an einem Messwiderstand der Ventilstrom ermittelt und anschließend auf die Ventilfläche geschlossen. Die Abweichungen der tatsächlich vorliegenden Ventilfläche können nun zum einen bei der Approximation des Ventilstrom-Ventilflächen-Zusammenhangs oder bei der Bestimmung des Ventilstroms entstehen.

### 2.3.2 Übertragungsverhalten bei Stufenanregung

In diesem Abschnitt wird das transiente Verhalten eines Luftfederdämpfers mit Hilfe einer Stufenanregung untersucht. Es zeigt sich, dass zwei Relaxationsvorgänge stattfinden, deren Ursachen auf strömungsmechanische und thermodynamische Vorgänge zurückzuführen sind. Bild 2.6 verdeutlicht diese Zusammenhänge.

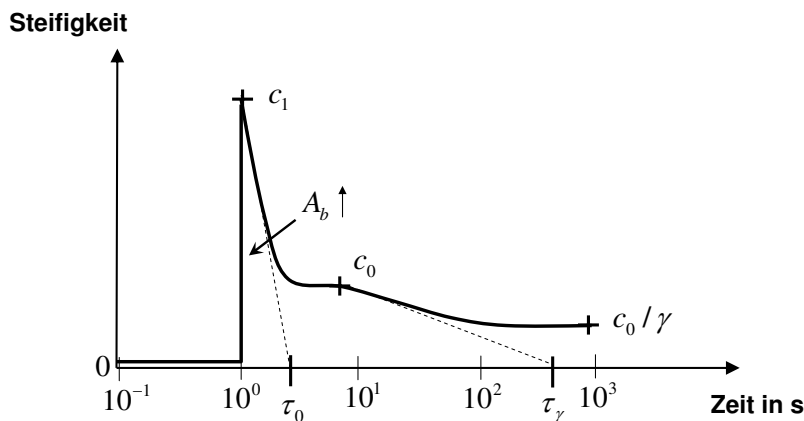


Abb. 2.6: Qualitative Steifigkeitsverläufe eines Luftfederdämpfers im Zeitbereich nach einer Stufenanregung (Zeitpunkt der Stufe bei  $t = 10^0$  s)

In der Abbildung ist die Steifigkeit über der Zeit aufgetragen. Im Falle einer Stufenanregung wird die zeitvariante Steifigkeit definiert über

$$c(t) := \frac{F(t) - F_0}{\hat{z}}, \quad (2.16)$$

mit der zeitabhängigen Kraft  $F(t)$ , der Stufenhöhe  $\hat{z}$  und der Ausgangskraft  $F_0$  in Konstruktionslage. Zum Zeitpunkt  $t = 10^0$  s erfolgt in Bild 2.6 die Stufenanregung. Folglich ist die Steifigkeit für Zeiten kleiner eine Sekunde nicht definiert und wird hier auf Null gesetzt. Der erste Relaxationsvorgang in der Zeitdekade zwischen  $t = 10^0$  s und  $t = 10^1$  s ist das Resultat des Druckausgleichs zwischen

den Einzelvolumina des LFD. Wird ein exponentieller Abfall der Steifigkeit zugrunde gelegt, lässt sich dieser über die Funktion

$$c(t) = c_0 + (c_1 - c_0)e^{-\frac{t}{\tau_0}} \quad (2.17)$$

beschreiben. Eine charakteristische Größe stellt hier die Zeitkonstante  $\tau_0$  dar, welche die Relaxationszeit vom Übergang zwischen der oberen Grenzsteifigkeit  $c_1$  zur unteren Grenzsteifigkeit  $c_0$  darstellt. Grafisch lässt sich die Relaxationszeit durch Eintragung einer Tangente im Steifigkeits-Zeit-Verlauf ermitteln, siehe Bild 2.6. Aufgrund des nichtlinearen Bauteilverhaltens stellen sich bei den später gezeigten Versuchen keine ideal exponentiellen Funktionen ein. Für ideal exponentiell relaxierende Systeme gilt, dass die relaxierte Größe nach Verstreichen der Relaxationszeit gerade einen Abstand von 36.8% zum Endwert aufweist. Wie nachfolgend gezeigt, wird diese Eigenschaft bei der hier untersuchten Stufenanregung nicht eingehalten, dennoch ist eine grundlegende Beurteilung des Relaxationsverhaltens eines LFD möglich. An dieser Stelle sei auf [32] verwiesen, wo das Relaxationsverhalten einer Luftfeder über eine Pronyreihe beschrieben wird. Eine Pronyreihe nutzt das Superpositionsprinzip und bildet das reale Verhalten über eine endliche Anzahl von Exponentialfunktionen ab.

Aus [6] geht hervor, dass die Relaxationszeit  $\tau_0$  reziprok zur Ventilblendenfläche  $A_b$  ist. Wird an dieser Stelle Bezug auf Gl. 2.10 genommen, folgt hieraus, dass

$$\tau_0 \sim \frac{1}{A_b} \sim \frac{1}{f_0} \quad (2.18)$$

gilt und somit die Relaxationszeit sich ebenfalls reziprok zur Abstimmungsfrequenz  $f_0$  verhält. In den Zeitdekaden zwischen  $t = 10\text{ s}$  und  $t = 10^3\text{ s}$  erfolgt eine thermodynamische Relaxation, wie sie von Luftfedersystemen, beschrieben z.B. in [25], bekannt ist. Es findet eine Absenkung der Steifigkeit von der unteren, adiabaten Steifigkeit  $c_0$  auf die isotherme Steifigkeit  $c_0/\gamma$  statt. Die hierbei auftretende Relaxationszeit  $\tau_\gamma$  lässt sich analog zu Gl. 2.18 als Reziproke der typischen Frequenz  $f_\gamma$  auffassen. Im Rahmen dieser Arbeit wird jedoch primär der Übergang zwischen den Steifigkeiten  $c_1$  und  $c_0$  mittels eines Verstellventils beeinflusst, um hiermit einen positiven Effekt auf die Fahrdynamik zu bewirken. Der Übergang von isothermer zu adiabater Zustandsänderung ist ein rein thermodynamischer Vorgang und lässt sich durch eine Ventilverstellung nicht beeinflussen. In Bild 2.7 sind die Steifigkeitsverläufe eines Luftfederdämpfers im Zeitbereich nach einer 5 mm-Stufenanregung für Experiment und Simulation dargestellt.

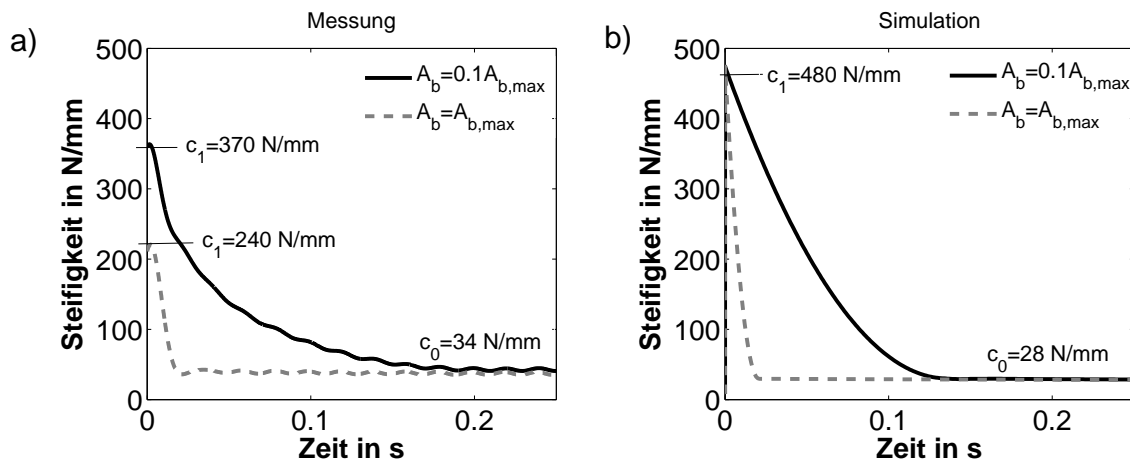


Abb. 2.7: Steifigkeitsverläufe eines Luftfederdämpfers im Zeitbereich nach einer 5 mm-Stufenanregung aus a) Messung und b) Simulation bei jeweils zwei Ventilöffnungen

Aus den gemessenen Kennlinien im Bild a) lassen sich zwei wesentliche Effekte ablesen. Zum einen bestätigt sich die reziproke Abhängigkeit der Relaxationszeit von der Ventilfläche. Zum anderen zeigt sich ein abweichendes Steifigkeitsmaximum unmittelbar nach dem Sprung in Abhängigkeit von der Ventilfläche (240 N/mm vs. 370 N/mm). Das vollständig geöffnete Ventil erreicht eine um ca. 30% geringere obere Grenzsteifigkeit  $c_1$  als das annähernd geschlossene Ventil. Wird dieses Verhalten mit den Simulationsergebnissen im Bild b) verglichen, zeigt sich hier keine Abhängigkeit zwischen oberer Grenzsteifigkeit  $c_1$  und der Ventilfläche. Zudem liegt hier die Steifigkeit mit 480 N/mm deutlich höher als im Experiment. Die Erklärung für dieses abweichende Verhalten findet sich bei Betrachtung der Federweghistorien von Versuch und Simulation, siehe Bild 2.8 a) und b).

In Bild 2.8 a) wird deutlich, dass das vorgegebene Sollwegsignal im Experiment mit einer Verzögerung von insgesamt 25 ms nachgefahren wird. Diese Zeitspanne teilt sich auf in eine anfängliche Totzeit von ca. 5 ms und einer anschließenden annähernd cosinusförmigen Anstiegszeit von 20 ms. Dies bedeutet, dass innerhalb dieser Zeit eine Strömung durch die Ventile im LFD stattfindet und als Folge dessen die erreichbare Grenzsteifigkeit  $c_1$  geringere Werte annimmt. Zwecks Prüfung dieser Vermutung wird der Versuch in der Simulation wiederholt, wobei als Anregung die aufgezeichnete Weghistorie der Prüfmaschine dient. Diese lässt sich sehr gut durch ein Totzeitglied und eine Cosinusfunktion mit entsprechender Periodendauer und Amplitude, dargestellt als grau gestrichelter Verlauf in Bild 2.8 b), approximieren.



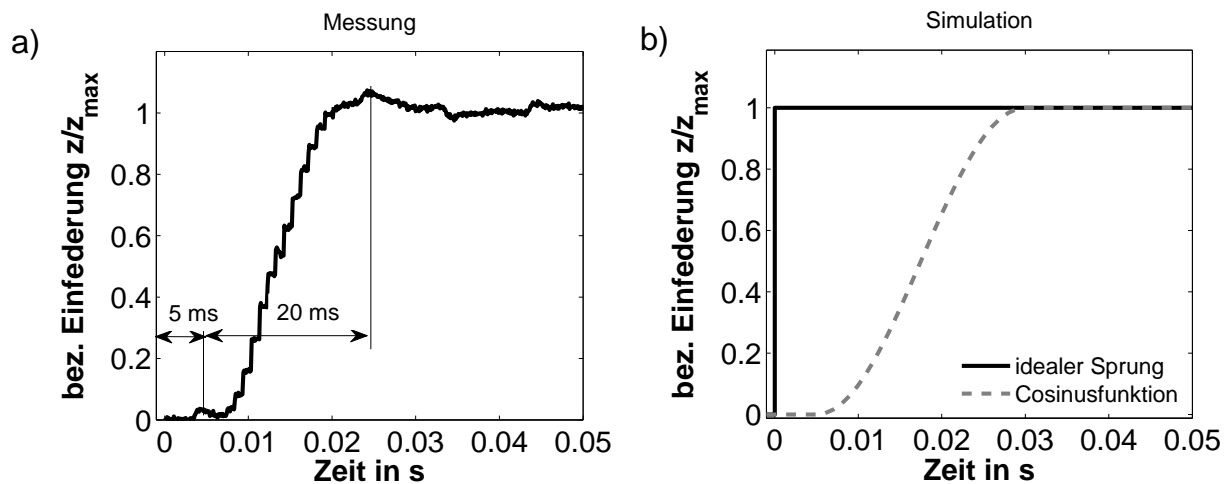


Abb. 2.8: Vergleich der a) gemessenen und b) simulierten Stufenanregung im Zeitbereich

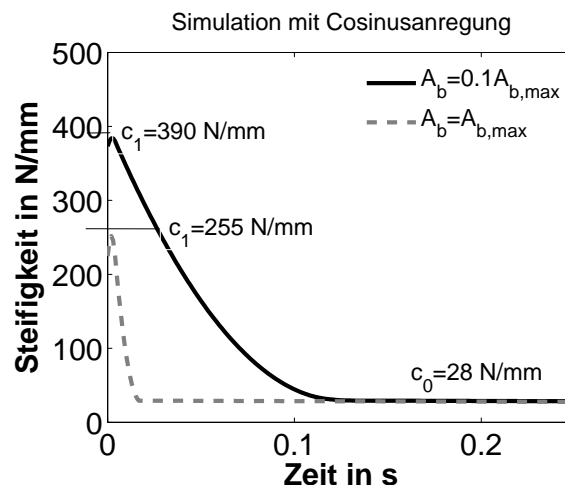


Abb. 2.9: Simulierte Steifigkeitsverläufe eines Luftfederdämpfers mit Cosinusanregung als Ersatzfunktion für die Stufenanregung bei jeweils zwei Ventilöffnungen (Stufenhöhe 5 mm, Anstiegszeit 25 ms)

Werden die Simulationsergebnisse mit Cosinusanregung, Bild 2.9, mit den Ergebnissen aus Bild 2.7 a) verglichen, stimmen die maximalen Steifigkeiten nun hinreichend genau überein. Die Abweichung zwischen Simulation und Experiment beträgt ca. 6%.

### 2.3.3 Übertragungsverhalten Zweimassenschwinger

Am Übertragungsverhalten des luftgefederten und luftgedämpften Zweimassenschwingers lassen sich grundlegende Eigenschaften des LFD aufzeigen. Insbesondere wird hierbei die Abhängigkeit von dynamischer Steifigkeit und Dämpfarbeit von den Größen Ventilblendenfläche und Anregungsfrequenz deutlich. Bild 2.10 zeigt die Vergrößerungsfunktionen für die Körper Aufbau und Rad bei jeweils drei verschiedenen Ventilblendenflächen. Für die Berechnung wird das Modell eines Zweimassenschwingers, siehe Bild 2.11, verwendet.

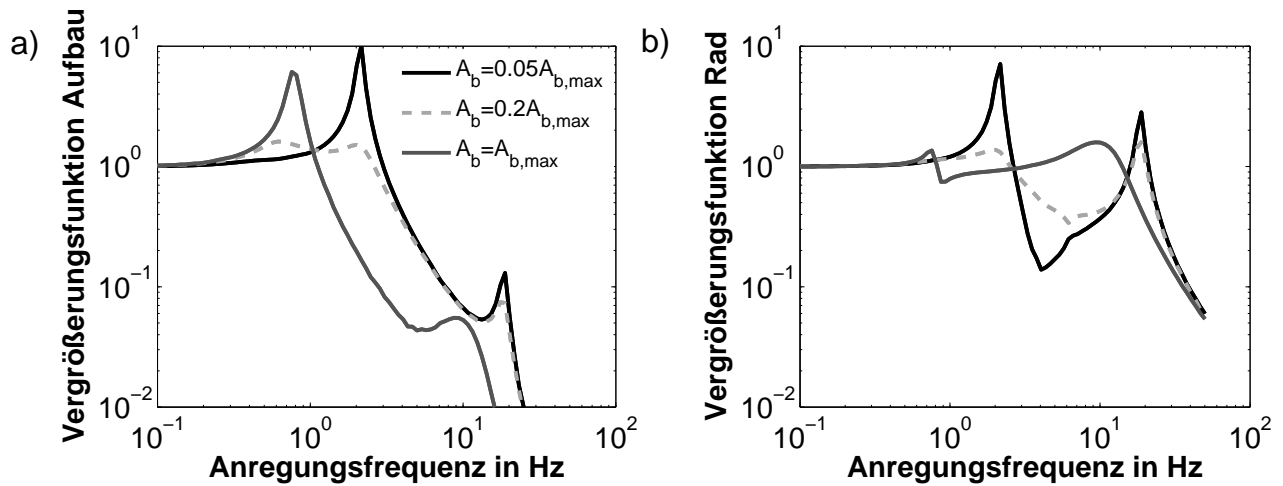


Abb. 2.10: Simulierte Vergrößerungsfunktionen gebildet als Verhältnis von Amplitudenantwort zu Anregungsamplitude für a) Aufbaukörper und b) Radkörper bei einer Fußpunktanregung von 5 mm bei verschiedenen Ventilflächen

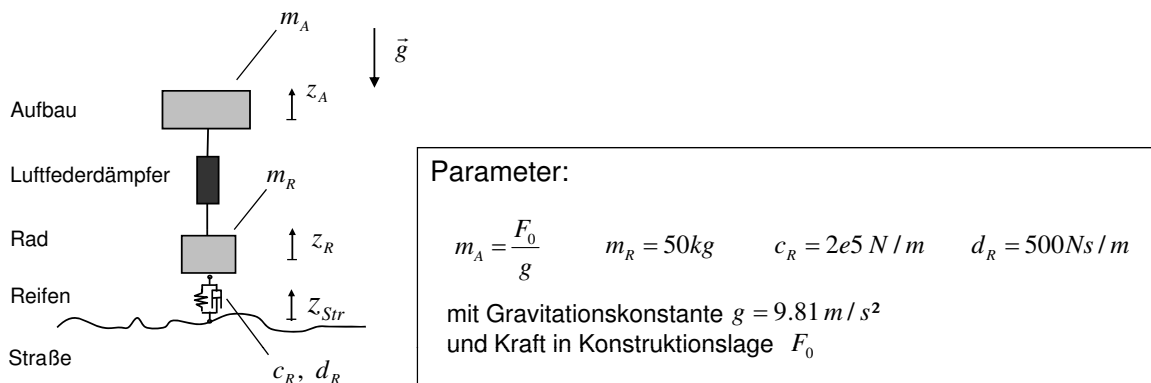


Abb. 2.11: Prinzipdarstellung des verwendeten Zweimassenschwingers mit Angabe der Parameter

Zunächst werden die Vergrößerungsfunktionen des Aufbaukörpers, siehe Bild 2.10 a), diskutiert. Es zeigt sich eine signifikante Abhängigkeit zwischen Eigenfrequenz und Ventilblendenfläche. Ein vollständig geöffnetes Ventil hat eine geringe LFD-Steifigkeit zur Folge und somit eine geringe Aufbaueigenfrequenz. Den anderen Extremfall stellt das annähernd geschlossene Ventil dar. Hierbei verhält sich der LFD wie zwei parallel geschaltete Luftfedern. Die Steifigkeit ist entsprechend hoch und die Eigenfrequenz vergrößert sich. Auch reduziert sich das Dämpfvermögen des LFD signifikant, was zu einer deutlichen Resonanzüberhöhung führt. Bereits an dieser Stelle lässt sich absehen, dass eine geringe Ventilblendenfläche zu Komforteinbußen führt. Einerseits liegt dies in der erheblichen Verstärkung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz begründet. Zum anderen verschiebt sich die Aufbaueigenfrequenz in höhere Frequenzbereiche, was für den Fahrer als zunehmend unangenehm empfunden wird. Der für den Fahrer besonders empfindliche Frequenzbereich für Vertikalschwingungen befindet sich zwischen 4 Hz und 8 Hz [30].

Hinsichtlich der Vergrößerungsfunktionen des Radkörpers in Bild 2.10 b) ist Folgendes zu bemerken. Die starke Resonanzüberhöhung des Aufbaukörpers beim annähernd geschlossenen Ventil im

---

Bereich 2 Hz hat erhebliche Rückwirkungen auf das Schwingverhalten des Rades. Bei selbiger Frequenz zeigt der Radkörper eine besonders hohe Amplitude. Die Steifigkeiten von Reifenfeder und LFD besitzen dieselbe Größenordnung in punkto Steifigkeit und wirken als Parallelschaltung auf den Radkörper. Hierbei erfährt die Radeigenfrequenz bei geschlossenem Ventil eine Verschiebung zu deutlich höheren Frequenzen (ca. 16 Hz). Hingegen zeigt sich bei vollständig geöffnetem Ventil eine Verschiebung der Radeigenfrequenz zu kleineren Frequenzen (ca. 10 Hz).

Als Fazit der vorliegenden Betrachtungen lässt sich festhalten, dass im Falle einer minimalen oder maximalen Ventilfläche die zur Verfügung stehende Dämpfung im System signifikant abnimmt und die Vergrößerungsfunktionen entsprechend groß werden. Bei den Kurven mit mittlerer Ventilposition, siehe grau gestrichelte Kurven in Bild 2.10, stellen sich sowohl im Bereich der Aufbaueigenfrequenz als auch der Radeigenfrequenz deutlich geringere Amplituden ein.

### 3 Modellbildung Gesamtfahrzeug

#### 3.1 Klassifizierung von Fahrzeugmodellen

Existierende Modelle zur Abbildung des physikalischen Verhaltens von Kraftfahrzeugen reichen vom einfachen Viertelfahrzeugmodell über idealisierte, echtzeitfähige Gesamtfahrzeugmodelle bis hin zu komplexen Mehrkörpersimulationsmodellen.

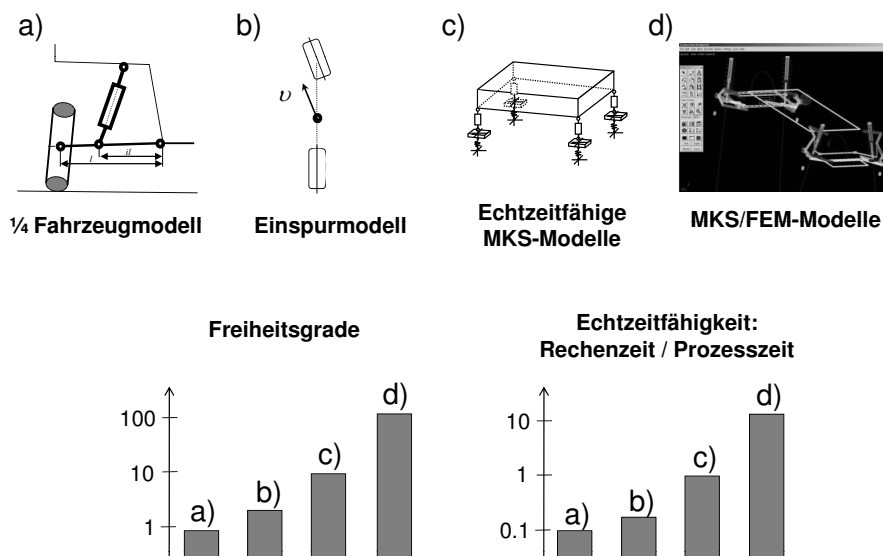


Abb. 3.1: a) - d) Klassifizierung von Fahrzeugmodellen mit Angabe von Freiheitsgraden und Echtzeitfähigkeit als Verhältnis von Rechenzeit zu Prozesszeit (die quantitativen Angaben dienen der Verdeutlichung der Größenordnungen)

In Bild 3.1 a) bis d) sind die gängigen Modellierungsarten von Fahrzeugen dargestellt. Die Art der Modellierung beginnt beim stark abstrahierten Viertelfahrzeugmodell in a) bis hin zu hoch detaillierten Modellen der Mehrkörpersimulation (MKS) gekoppelt mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) in d). Für einfache Untersuchungen der Vertikal- und Querdynamik sind die Modellierungsarten von a), b) ausreichend [42]. Soll insbesondere für Fahrdynamikuntersuchungen die Wankdynamik und die Achslastverschiebung einbezogen werden, ist die Wahl eines echtzeitfähigen MKS-Modells c) erforderlich [10]. Eine MKS/FEM-Simulation ist dann vonnöten, wenn höhere Frequenzen untersucht werden sollen, was insbesondere bei detaillierten Komfortuntersuchungen der Fall ist. In Bild 3.1 unten ist eine qualitative Gegenüberstellung der Varianten hinsichtlich der Anzahl an Freiheitsgraden und der Echtzeitfähigkeit vorgenommen. Die Echtzeitfähigkeit wird hier definiert als das Verhältnis von Rechenzeit zu Prozesszeit. Unter Prozesszeit wird eine systemabhängige typische Zeit verstanden, z.B. das Reziproke der Fahrzeugeigenfrequenz. Es ist direkt ersichtlich, dass mit steigender Anzahl an Freiheitsgraden die Rechenzeit ein Vielfaches der Prozesszeit annimmt und somit die Echtzeitfähigkeit abnimmt. Für echtzeitfähige Anwendungen scheiden die detaillierten MKS/FEM-Modelle daher aus.

### 3.2 Modellanforderungen und Annahmen

Das Fahrzeugmodell wird für eine modellbasierte Entwicklung von LFD-Regelstrategien verwendet. Hierfür muss es in der Lage sein, Open-Loop- und Closed-Loop-Fahrversuche abzubilden. Ein Fahrerregler ist somit erforderlich. Zur realitätsnahen Abbildung der Fahrdynamik ist die Radlastverschiebung zwischen kurveninnerem und kurvenäußerem Rad bei Kurvenfahrt zu berücksichtigen. Dies macht die Wahl eines Zweispurmodells erforderlich, siehe Bild 3.1 c). In diesem Zusammenhang muss das nichtlineare Reifenverhalten in Abhängigkeit von Reifenschlupf und Radlast in das Modell einfließen. Für die Untersuchung von Fahrdynamik ebenso entscheidend ist die Berücksichtigung der Achselastokinematik. Am Radträger angreifende Kräfte beeinflussen den Radsturz und die Radspur und nehmen so wiederum direkten Einfluss auf das Fahrverhalten.

Die in der Simulation erprobten Regelstrategien sind auf einem servohydraulischen Hardware-in-the-Loop (HiLoop) Prüfstand und später ggf. in einem Versuchsfahrzeug zu erproben. Daraus leitet sich die Forderung ab, dass die Regelstrategie in Verbindung mit einem Hardware-Regler echtzeitfähig ist. Das bedeutet, dass die Berechnung bzw. Schätzung von Modellgrößen, die Verarbeitung der Sensor- und Stellsignale sowie deren Regelung in kürzerer Zeit erfolgen muss, als die typische Prozesszeit ist. Als typische Prozesszeit kann der Kehrwert der am Fahrzeug vorkommenden Eigenfrequenzen angenommen werden.

Für eine Festlegung der erforderlichen Fahrzeugkörper sind zunächst die relevanten Fahrzeugeigenfrequenzen festzulegen. Abbildung 3.2 zeigt auf dem Frequenzstrahl die wesentlichen Hubeigenfrequenzen eines Personenkraftfahrzeugs.

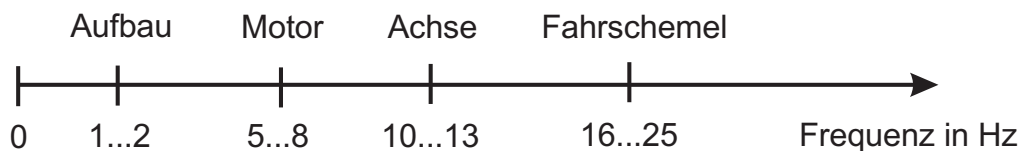


Abb. 3.2: Verteilung der Hubeigenfrequenzen eines Personenkraftfahrzeugs auf dem Frequenzstrahl

Für Untersuchungen der Fahrdynamik genügt es, Frequenzen bis 2 Hz, d.h. nur die Aufbaubewegung zu betrachten. Für Untersuchungen der Fahrsicherheit, insbesondere der dynamischen Radlastschwankungen, ist die Einbeziehung der Radkörper erforderlich, was eine Betrachtung von Frequenzen bis ca. 13 Hz erfordert. Für Untersuchungen des Fahrkomforts werden im vorliegenden Modell die Einflüsse aus Motor und Fahrschemel nicht berücksichtigt. D.h. es wird angenommen, dass Motor und Aufbau starr verbunden sind und kein Verbindungsglied in Form eines Fahrschemels vorliegt. Es soll weiter von starren Körpern ausgegangen werden. Die Bezeichnung starr unterliegt der Annahme, dass keine Relativbewegung zwischen zwei körperfesten Punkten stattfindet. Diese Annahme ist im betrachteten Frequenzbereich gerechtfertigt.

### 3.3 Umsetzung und Parametrisierung des Fahrzeugmodells

#### 3.3.1 Umsetzung in Modelica

Das hier vorgestellte Fahrzeugmodell dient als Grundlage, um virtuelle Fahrversuche durchführen zu können sowie modellbasierte und damit effiziente Regelstrategien zu entwickeln. Die Verwendung eines selbst entwickelten Fahrzeugmodells im objektorientierten Sprachstandard Modelica bringt folgende Vorteile gegenüber kommerzieller Software mit sich:

- offener Quellcode (White-Box-Charakteristik),
- unbeschränkte Erweiterungsmöglichkeit für neue Komponenten,
- objektorientierter Modellaufbau ermöglicht Wiederverwendbarkeit von Programmstrukturen,
- direkte Eingabemöglichkeit von algebraischen Gleichungen und Differentialgleichungen,
- einmalige Entwicklungskosten, keine laufenden Lizenzgebühren.

Für die Beantwortung von wissenschaftlichen Fragestellungen ist insbesondere die genaue Kenntnis der hinterlegten Gleichungen im Modell und die Möglichkeit der uneingeschränkten Erweiterung von Vorteil. Durch den offenen Quellcode in Kombination mit der eigenen Modellentwicklung gelingt es, sowohl die Arten der Modellierungen transparent zu gestalten als auch das Verständnis über das Gesamtsystemverhalten zu erlangen. In Bild 3.3 ist das in Dymola/Modelica umgesetzte Starrkörper-Fahrzeugmodell mit den LFD- und Fahrerreglern dargestellt.

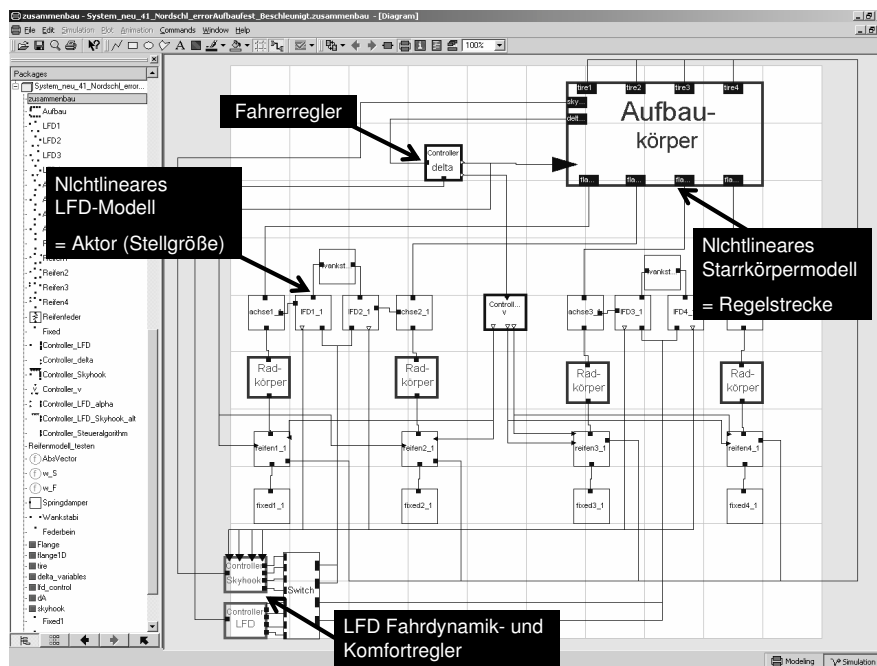


Abb. 3.3: Umsetzung der Fahrzeugregelstrecke, der LFD-Regler für Fahrdynamik sowie des Fahrerreglers in Dymola/Modelica

### 3.3.2 Parametrisierung

Die Parametrisierung des virtuellen Versuchsfahrzeugs orientiert sich an einem aktuellen Oberklassefahrzeug. Erforderliche Daten für die Parametrisierung des Modells, wie Massen, Geometriedaten und Buchsensteifigkeiten, werden vom Fahrzeughersteller zur Verfügung gestellt. Als Versuchsträger wird bewusst ein Fahrzeug der Premiumklasse gewählt. Dieses Fahrzeugsegment stellt die Zielgruppe für eine mögliche Applikation eines Luftfederdämpfers dar. Ein LFD besitzt aufgrund seiner konstruktiven Ausführung per se sehr geringe Coulombsche Reibanteile und erreicht somit einen sehr guten Abrollkomfort. Zusätzlich besitzt der LFD durch seine semiaktiven Eigenschaften das Potential, die Fahrdynamik positiv zu beeinflussen. Diesem Nutzen steht ein erhöhter Systemaufwand gegenüber, dessen Mehrkosten nur bei gehobenen Fahrzeugklassen Akzeptanz finden. Entsprechende Daten zur Parametrisierung des Fahrzeugmodells finden sich im Anhang A.4.

### 3.4 Allgemeine Beschreibung von Mehrkörpersystemen

Ein Mehrkörpersystem ist ein aus  $N$  starren Körpern zusammengesetztes System. Starre Körper besitzen - sofern die Bewegungsfreiheit nicht eingeschränkt ist - drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade. Die Trägheitseigenschaften eines starren Körpers werden durch die Masse  $m$  und die Komponenten des Trägheitstensors  $\Theta_{ij}$  bestimmt. Mehrere starre Körper werden über Kraftelemente und kinematische Elemente (Getriebe) zu einem Mehrkörpersystem zusammengesetzt. Zwangsbedingungen schränken die Bewegungsfreiheit der Körper ein. Wird die Anzahl der Zwangsbedingungen mit  $Z$  bezeichnet, dann hat das Mehrkörpersystem bei einer räumlichen Bewegung den Freiheitsgrad  $6N - Z$ . Mehrkörpersysteme können in Systeme mit Baumstruktur und Systeme mit kinematisch, geschlossenen Schleifen eingeteilt werden. Systeme mit Baumstruktur können durch Freischneiden an einer beliebigen Koppelstelle in zwei Teilsysteme aufgeteilt werden. An den Schnittufern wirken die resultierenden Schnittkräfte und -momente. Es können weitere äußere Kräfte und Momente an den Körpern angreifen. Der prinzipielle Aufbau eines Mehrkörpersystems geht aus Abbildung 3.4 hervor.

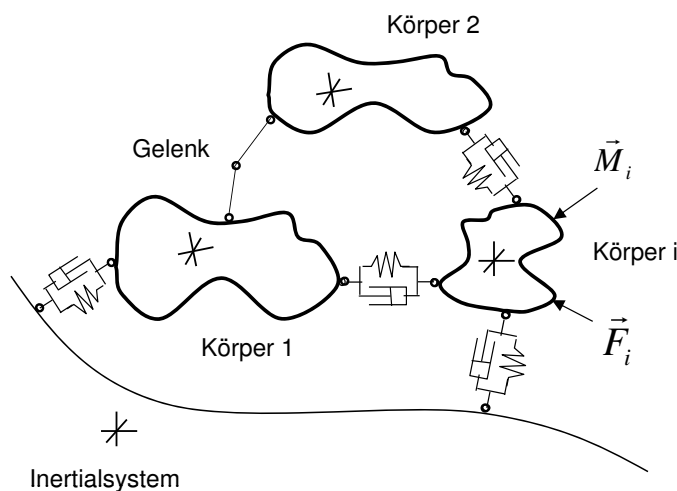


Abb. 3.4: Allgemeiner Aufbau eines Mehrkörpersystems

Systeme mit kinematisch geschlossenen Schleifen besitzen keine Baumstruktur. Sie zerfallen beim Auftrennen an einer beliebigen Stelle nicht in zwei Teilsysteme. Dies ist am gezeigten System in Abbildung 3.4 der Fall.

### 3.4.1 Koordinatensysteme und kinematische Grundlagen

Bei der Untersuchung eines Bewegungsvorgangs in einem System, das kein Inertialsystem ist, müssen in den Bewegungsgleichungen zusätzliche Trägheitsterme berücksichtigt werden. Ein System heißt Inertialsystem, wenn ein in ihm befindlicher Körper keine Beschleunigung erfährt bzw. keine äußeren Kräfte wirken. Im Folgenden wird Bild 3.5 betrachtet, worin ein inertiales Koordinatensystem  $(I)$  und ein beschleunigtes Koordinatensystem  $(B)$  dargestellt ist.

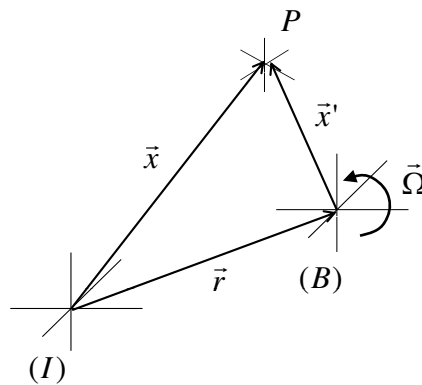


Abb. 3.5: Koordinatensysteme und kinematische Größen der Bewegung

Die Lage eines allgemeinen Punkts  $P$  lässt sich mit Bild 3.5 beschreiben durch

$$\vec{x} = \vec{r} + \vec{x}', \quad (3.1)$$

bzw. in analytischer Schreibweise

$$x_i = r_i + a_{ij}x'_j, \quad (3.2)$$

wobei  $a_{ij}$  die Drehmatrix zur Umrechnung der Komponenten des Vektors  $\vec{x}'$  vom System  $(B)$  in das System  $(I)$  kennzeichnet. Die Vektoren  $\vec{r}$  und  $\vec{x}$  dienen der Lagebeschreibung des Ursprungs von  $(B)$  und dem Punkt  $P$ . Für die Berechnung der Geschwindigkeit des Punkts  $P$  durch Differentiation des Ortsvektors  $\vec{x}$  nach der Zeit muss beachtet werden, dass die Basisvektoren des bewegten Systems eine Funktion der Zeit sind. In symbolischer Schreibweise bzw. analytischer Schreibweise ergibt sich

$$\frac{d\vec{x}}{dt} = \frac{d\vec{r}}{dt} + \frac{d^*\vec{x}'}{dt} + \vec{\Omega} \times \vec{x}', \quad (3.3)$$

$$\dot{x}_i = \dot{r}_i + \dot{a}_{ij}x'_j + a_{ij}\dot{x}'_j. \quad (3.4)$$

In 3.3 bedeutet  $d^*/dt$ , dass bei der Ableitung nur die Koordinaten von  $\vec{x}'$  nach der Zeit differenziert werden, nicht aber die zeitabhängigen Basisvektoren. Dieser Zusammenhang zwischen der zeitlichen Änderung eines Vektors bezogen auf das ruhende System bzw. das beschleunigte System wird in der Literatur auch als die EULER-Beziehung bezeichnet [9].



Die Absolutgeschwindigkeit  $d\vec{x}/dt$  des Punkts  $P$  in Gl. 3.3 setzt sich zusammen aus der Geschwindigkeit des Ursprungs des Systems ( $B$ ), aus der Geschwindigkeit des Punkts  $P$  relativ zu ( $B$ ) und aus der Drehung des Systems ( $B$ ) mit der Winkelgeschwindigkeit  $\vec{\Omega}$ . Die Geschwindigkeitsterme in Gl. 3.3 werden im Folgenden mit

$$\vec{c} := \frac{d\vec{x}}{dt}, \quad \vec{v} := \frac{d\vec{r}}{dt} \quad \text{und} \quad \vec{w} := \frac{d^*\vec{x}'}{dt} \quad (3.5)$$

abgekürzt. Es kennzeichnet  $\vec{c}$  die Absolutgeschwindigkeit des Punkts  $P$ . Sie wird von einem Beobachter wahrgenommen, welcher sich im Inertialsystem befindet. Die translatorische Bewegung des Ursprungs ( $B$ ) wird als die Führungsgeschwindigkeit  $\vec{v}$  bezeichnet. Die Relativgeschwindigkeit des Punkts  $P$  zum Ursprung ( $B$ ) wird mit  $\vec{w}$  abgekürzt. Sie wird von einem Beobachter wahrgenommen, der sich mit dem beschleunigten System mitbewegt. Werden die Gleichungen aus 3.5 in 3.3 eingesetzt, ergibt dies

$$\vec{c} = \vec{v} + \vec{w} + \vec{\Omega} \times \vec{x}'. \quad (3.6)$$

Zwischen der Ableitung der Drehmatrix nach der Zeit und dem Vektor der Winkelgeschwindigkeit besteht ferner der Zusammenhang

$$\dot{a}_{ij} = \epsilon_{irk} \Omega_r a_{kj}, \quad (3.7)$$

mit dem Epsilon-Tensor  $\epsilon_{irk}$ . Mit Gl. 3.7 lässt sich Gl. 3.4 umschreiben zu

$$\dot{x}_i = \dot{r}_i + \epsilon_{irk} \Omega_r a_{kj} x'_j + a_{ij} \dot{x}'_j. \quad (3.8)$$

Die Beschleunigung des Punkts  $P$  erhält man durch nochmalige Ableitung von Gl. 3.3 bzw. 3.4 nach der Zeit. Bei der zeitlichen Ableitung des Vektors  $\vec{x}'$  muss erneut die EULER-Beziehung beachtet werden. Für die Beschleunigungen  $d^2\vec{x}/dt^2$  bzw.  $\ddot{x}_i$  folgen

$$\frac{d^2\vec{x}}{dt^2} = \frac{d^2\vec{r}}{dt^2} + \frac{d^{*2}\vec{x}'}{dt^2} + \frac{d\vec{\Omega}}{dt} \times \vec{x}' + 2\vec{\Omega} \times \dot{\vec{x}}' + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{x}'), \quad (3.9)$$

$$\ddot{x}_i = \ddot{r}_i + a_{ij} \ddot{x}'_j + \epsilon_{irk} \dot{\Omega}_r a_{kj} x'_j + 2\epsilon_{irk} \Omega_r a_{kj} \dot{x}'_j + \epsilon_{irk} \Omega_r \epsilon_{ksl} \Omega_s a_{lj} x'_j. \quad (3.10)$$

Die Absolutbeschleunigung des Punkts  $P$  in Gl. 3.9 bzw. 3.10 setzt sich aus der Beschleunigung des Ursprungs von ( $B$ ), der Relativbeschleunigung des Punkts  $P$  zum System ( $B$ ), der Winkelbeschleunigung infolge Drehung des Punkts  $P$  um ( $B$ ) sowie der Coriolis- und Zentripetalbeschleunigung zusammen. In Gl. 3.10 wurde erneut Gl. 3.7 angewendet und die Ableitung der Drehmatrix  $\dot{a}_{ij}$  ersetzt.

### 3.4.2 Impulssatz und Drallsatz

Im Folgenden wird der Impuls- und Drallsatz zur Beschreibung der translatorischen und rotatorischen Bewegung für einen beliebigen Körper aufgestellt.

#### Impulssatz

Für den Impulssatz bietet sich die Formulierung im ortsfesten System an. Zur Herleitung des Impulssatzes wird vom in Bild 3.6 dargestellten Körper ausgegangen. Der Impuls  $\vec{I}$  dieses Körpers ist

$$\vec{I} := \int_m \vec{c} \, dm. \quad (3.11)$$

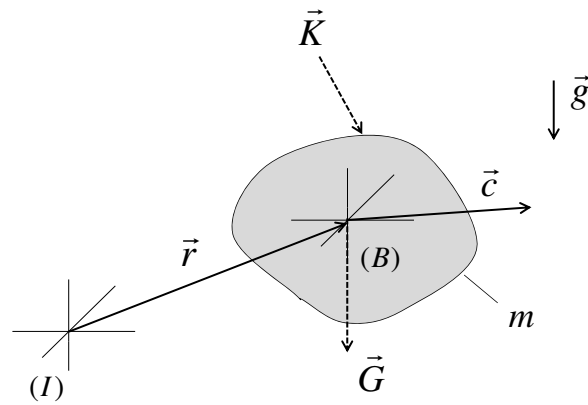


Abb. 3.6: Beschreibung der translatorischen Bewegung eines geführten Körpers im Inertialsystem

Durch Einsetzen der Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}$  aus Gleichung 3.6 in Gleichung 3.11 erhält man

$$\vec{I} = \int_m (\vec{v} + \vec{w} + \vec{\Omega} \times \vec{x}') \, dm = m\vec{v} + \vec{\Omega} \times \int_m \vec{x}' \, dm. \quad (3.12)$$

Für den Fall, dass der Führungsvektor  $\vec{r}$  auf den Schwerpunkt zeigt und von starren Körpern ausgegangen werden kann, d.h.

$$\int_m \vec{x}' \, dm = 0 \quad \text{und} \quad \vec{w} = 0 \quad (3.13)$$

gelten, werden die Geschwindigkeiten aus der Relativbewegung und der Drehung null. Die Absolutgeschwindigkeit des geführten Körpers nimmt gerade die Geschwindigkeit des Ursprungs (B) an und für den Impuls ergibt sich

$$\vec{I} = \int_m \vec{v} \, dm. \quad (3.14)$$

Gemäß dem 1. Newtonschen Axiom entspricht die Ableitung des Impulses aus Gleichung 3.14 nach der Zeit den am Körper angreifenden Kräften. Diese setzen sich aus einer resultierenden äußeren Kraft  $\vec{K}$  und der Gewichtskraft  $\vec{G} := m\vec{g}$  zusammen, wobei  $\vec{g} := -g\vec{e}_3^{(I)}$  den Betrag und die Richtung der

Gravitationskraft und  $m$  die Masse des Körpers bezeichnen. Der Impulssatz, ausgedrückt im Inertialsystem, nimmt seine endgültige Form

$$\frac{d\vec{I}}{dt} = m \frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{K} + \vec{G} \quad (3.15)$$

an, bzw. in Indexnotation ausgedrückt

$$m \frac{dv_i}{dt} = K_i + G_i. \quad (3.16)$$

### Drallsatz

Für die Aufstellung des Drallsatzes wird der in Bild 3.7 dargestellte Körper verwendet. Der Drall des geführten Körpers bezüglich des Inertialsystems ( $I$ ) ist

$$\vec{D} = \int_m (\vec{r} + \vec{x}') \times \vec{c} \, dm. \quad (3.17)$$

Die zeitliche Änderung des Dralls ergibt das auf den Körper resultierende Moment. Es gilt somit:

$$\frac{d\vec{D}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_m (\vec{r} + \vec{x}') \times \vec{c} \, dm = \vec{M}. \quad (3.18)$$

Durch Einsetzen der Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}$  aus Gleichung 3.6 erhält man

$$\frac{d}{dt} \int_m (\vec{r} + \vec{x}') \times (\vec{v} + \vec{w} + \vec{\Omega} \times \vec{x}') \, dm = \vec{M}. \quad (3.19)$$

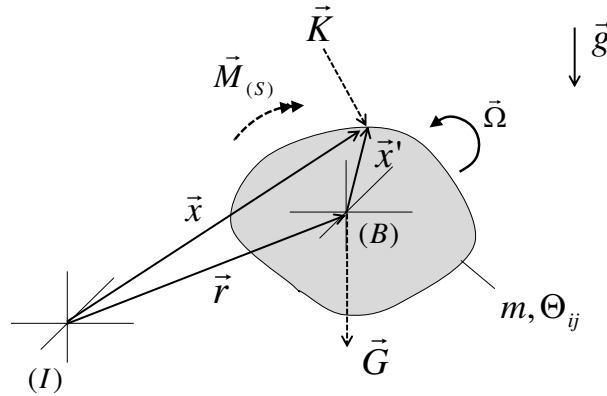


Abb. 3.7: Beschreibung der rotatorischen Bewegung eines geführten Körpers im Inertialsystem

Zeigt der Führungsvektor  $\vec{r}$  auf den Schwerpunkt und wird weiter von einem starren Körper ausgegangen, d.h. es gilt  $\vec{w} = 0$ , folgt für den Drallsatz

$$\frac{d}{dt} \left( \vec{r} \times \vec{I} + \int_m \vec{x}' \times (\vec{\Omega} \times \vec{x}') \, dm \right) = \vec{M}. \quad (3.20)$$

Der zweite Term im Drallsatz von Gl. 3.20 lässt sich mit Hilfe der Indexnotation ausdrücken als:

$$\int_m \vec{x}' \times (\vec{\Omega} \times \vec{x}') \, dm = \int_m \vec{e}_i \epsilon_{ijk} x'_j \epsilon_{kpq} \Omega_p x'_q \, dm = \vec{e}_i \Omega_p \epsilon_{ijk} \epsilon_{pqk} \int_m x'_j x'_q \, dm. \quad (3.21)$$

Mit der Hilfe der Identität  $\epsilon_{ijk}\epsilon_{pqk} = \delta_{ip}\delta_{jq} - \delta_{iq}\delta_{jp}$  folgt

$$\int_m \vec{x}' \times (\vec{\Omega} \times \vec{x}') dm = \vec{e}_i \Omega_j \Theta_{ij} = \vec{\Omega} \cdot \Theta. \quad (3.22)$$

In Gleichung 3.22 kennzeichnet  $\Theta_{ij} := \int_m (\delta_{ij} x'_q x'_q - x'_i x'_j) dm$  den Trägheitstensor des betrachteten Körpers. Der Drallsatz nimmt ein vorläufiges Ergebnis an:

$$\frac{d}{dt} (\vec{r} \times \vec{I} + \vec{\Omega} \cdot \Theta) = \vec{M}. \quad (3.23)$$

Die Auswertung der Zeitableitungen, unter Beachtung der Tatsache, dass der Trägheitstensor  $\Theta_{ij}$  im beschleunigten Bezugssystem zeitlich unveränderlich ist, führt auf

$$\vec{v} \times \vec{I} + \vec{r} \times \frac{d\vec{I}}{dt} + \dot{\vec{\Omega}} \cdot \Theta + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \cdot \Theta) = \vec{M}. \quad (3.24)$$

Für den Impuls des starren Körpers wurde die Beziehung  $\vec{I} = m\vec{v}$  abgeleitet (vgl. Gleichung 3.14). Somit wird das erste Kreuzprodukt aus Gleichung 3.24 zu null. Es verbleiben

$$\vec{r} \times \frac{d\vec{I}}{dt} + \dot{\vec{\Omega}} \cdot \Theta + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \cdot \Theta) = \vec{M}. \quad (3.25)$$

Die rechte Seite von Gleichung 3.25 kennzeichnet das auf den Körper wirkende Moment im Inertialsystem. Seine Komponenten setzen sich wie folgt zusammen (vgl. Abbildung 3.7):

$$\vec{M} = (\vec{r} + \vec{x}') \times \vec{K} + \vec{r} \times \vec{G}, \quad (3.26)$$

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{K} + \vec{M}_{(S)} + \vec{r} \times \vec{G}, \quad (3.27)$$

wobei

$$\vec{M}_{(S)} := \vec{x}' \times \vec{K} \quad (3.28)$$

die Summe der Momente bezüglich des Schwerpunkts mit der Kraft  $\vec{K}$  und dem Hebelarm  $\vec{x}'$  und  $\vec{G}$  die Gewichtskraft des Körpers kennzeichnen. Der Drallsatz lautet damit in einem vorläufigen Ergebnis

$$\vec{r} \times \frac{d\vec{I}}{dt} + \dot{\vec{\Omega}} \cdot \Theta + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \cdot \Theta) = \vec{r} \times \vec{K} + \vec{M}_{(S)} + \vec{r} \times \vec{G}. \quad (3.29)$$

Wird der Impulssatz aus Gleichung 3.15 in den Drallsatz aus Gleichung 3.29 eingesetzt, führt dies auf die endgültige Form des Drallsatzes

$$\dot{\vec{\Omega}} \cdot \Theta + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \cdot \Theta) = \vec{M}_{(S)}, \quad (3.30)$$

bzw. in Indexnotation ausgedrückt

$$\dot{\Omega}_k \Theta_{ik} + \epsilon_{ijk} \Omega_j \Omega_p \Theta_{kp} = M_{i(S)}. \quad (3.31)$$

### 3.4.3 Transformation zwischen Koordinatensystemen

Zur Transformation von Tensoren zwischen Koordinatensystemen wird die Drehmatrix  $a_{ij}$  verwendet. In den folgenden Kapiteln wird die Drehmatrix mit zwei Indizes versehen. Beispielsweise dient  $a_{ij}^{(BI)}$  zur Transformation eines im beschleunigten System ( $B$ ) berechneten Tensors in das Inertialsystem ( $I$ ). Die Komponenten eines allgemeinen Vektors  $\vec{b}$ , angeschrieben im beschleunigten Koordinatensystem, lassen sich in das inertielle Koordinatensystem mit

$$b_i^{(I)} = a_{ij}^{(BI)} b_j^{(B)} \quad (3.32)$$

überführen. Die Drehmatrizen bilden die Gruppe der speziellen orthogonalen Matrizen. Dabei bewirkt die Eigenschaft der Orthogonalität die Längentreue des transformierten Vektors. Der Rang der Drehmatrix bestimmt die Dimension, in der die Rotation ausgeführt wird. Rang drei entspricht demnach einer Drehung im dreidimensionalen euklidischen Raum. Zudem entspricht die Inverse einer Drehmatrix der Transponierten. Unter Zuhilfenahme des aus der Tensorrechnung bekannten Kronecker-Delta  $\delta_{ij}$  gilt somit:

$$a_{ij} (a_{ij})^T = a_{ij} a_{ji} = \delta_{ij}, \quad (a_{ij})^T = a_{ji} = (a_{ij})^{-1}. \quad (3.33)$$

Zur Aufstellung der Drehmatrix existieren mehrere Ansätze. Bekannte Vertreter sind

- Eulerwinkel (Leonard Euler, 1707 - 1783),
- Quaternionen (William Hamilton, 1730 - 1803).

Bei der häufig angewandten Methode der Eulerwinkel werden die Drehungen in einer bestimmten Reihenfolge nacheinander ausgeführt. Der Ansatz über Quaternionen ist eine elegante Art der mathematischen Beschreibung von Drehungen im Raum [8], [18], [29]. Zur Berechnung der Drehmatrix ist ein nichtlineares Gleichungssystem zu lösen, welches gegenüber den Eulerwinkeln keine Gefahr der Singularität aufweist. Dies wird durch die redundante Repräsentation der Drehung über vier Koordinaten erreicht. Im Folgenden soll der Ansatz über Quaternionen weiter verfolgt werden.

Quaternionen sind Vektoren mit vier Komponenten, davon eine reelle und drei imaginäre Komponenten. Die Drehmatrix berechnet sich aus den Komponenten des Einheitsquaternions  $Q$ , welches die Drehung repräsentiert [12], [39]. Das Einheitsquaternion besitzt die Form

$$Q = \left[ \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right), \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \vec{d} \right]^T. \quad (3.34)$$

In Gl. 3.34 kennzeichnet  $\varphi := |\vec{\varphi}|$  den Drehwinkel, wobei  $\vec{\varphi}$  den Drehvektor darstellt. Die Komponenten des Drehvektors und sein Betrag entsprechen

$$\vec{\varphi} = \varphi_1 \vec{e}_1 + \varphi_2 \vec{e}_2 + \varphi_3 \vec{e}_3, \quad \varphi := |\vec{\varphi}| = \sqrt{\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_3^2}. \quad (3.35)$$

Jeder Winkel  $\varphi_i$  beschreibt eine Drehung um die Koordinatenachse  $x_i$ . Jeder Koordinatenachse  $x_i$  ist ein Einheitsvektor  $\vec{e}_i$  zugeordnet, wobei der Index  $i$  im dreidimensionalen Raum die Werte  $i = 1, 2, 3$  annimmt. Die resultierende Drehachse wird über die Komponenten des komplexen Vektors  $\vec{d}$

$$\vec{d} = [x_1, x_2, x_3]^T \quad (3.36)$$

beschrieben. Für eine einfachere Schreibweise wurden die imaginären Einheiten in Gl. 3.36 weggelassen. Es lässt sich folgende Definition für die Drehmatrix angeben:

$$[a_{ij}] = \begin{bmatrix} x_1^2(1 - \cos\varphi) + \cos\varphi & x_1x_2(1 - \cos\varphi) - x_3\sin\varphi & x_1x_3(1 - \cos\varphi) + x_2\sin\varphi \\ x_1x_2(1 - \cos\varphi) + x_3\sin\varphi & x_2^2(1 - \cos\varphi) + \cos\varphi & x_2x_3(1 - \cos\varphi) - x_1\sin\varphi \\ x_1x_3(1 - \cos\varphi) - x_2\sin\varphi & x_2x_3(1 - \cos\varphi) + x_1\sin\varphi & x_3^2(1 - \cos\varphi) + \cos\varphi \end{bmatrix}. \quad (3.37)$$

Bei einer Rotation im dreidimensionalen Raum ist zu beachten, dass der Vektor der Winkelgeschwindigkeit  $\vec{\Omega}$  nicht über die zeitliche Ableitung des Drehvektors  $\vec{\varphi}$  definiert ist, sondern aus der zeitlichen Ableitung der Drehmatrix [37]

$$\dot{a}_{ij} = \epsilon_{irk} \Omega_r a_{kj} \quad (3.38)$$

berechnet wird.  $\Omega_r$  sind die Komponenten des Vektors  $\vec{\Omega}$  bezogen auf das raumfeste System ( $I$ ). Der Ausdruck aus Gl. 3.38 lässt sich beweisen, indem die Orthogonalitätsbedingung  $a_{ij} a_{ji} = \delta_{ij}$  aus Gleichung 3.33 bezüglich der Zeit differenziert wird. Hieraus folgt

$$\dot{a}_{ij} a_{ji} + a_{ij} \dot{a}_{ji} = 0. \quad (3.39)$$

Gleichung 3.39 kann umgeschrieben werden zu

$$\dot{a}_{ij} a_{ji} + (\dot{a}_{ij} a_{ji})^T = 0. \quad (3.40)$$

Aus Gleichung 3.40 lässt sich folgende Matrix  $M_{ij}$  finden:

$$M_{ij} := \dot{a}_{ij} a_{ji} = -\dot{a}_{ji} a_{ij}, \quad (3.41)$$

wobei  $M_{ij}$  die Eigenschaften einer schiefsymmetrischen Matrix besitzt, d.h. von der Form

$$[M_{ij}] = \begin{bmatrix} 0 & -\Omega_3 & \Omega_2 \\ \Omega_3 & 0 & -\Omega_1 \\ -\Omega_2 & \Omega_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

ist. Aus der schiefsymmetrischen Matrix  $M_{ij}$  lassen sich die Komponenten des Vektors der Winkelgeschwindigkeit ablesen. Der Vektor

$$\vec{\Omega} = (\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3)^T \quad (3.43)$$

beschreibt die Winkelgeschwindigkeit des beschleunigten Systems gegenüber dem Inertialsystem.

### 3.5 Modellbildung des Fahrzeug-Mehrkörpersystems

#### 3.5.1 Körper, Koordinatensysteme und Freiheitsgrade

Es werden die Körper Fahrzeugaufbau und vier Radkörper abgebildet. Die Körper Fahrschemel und Motor mit allen zugehörigen Anbauteilen werden als aufbaufest betrachtet. Entsprechend der Körperanzahl sind in Abbildung 3.8 die Koordinatensysteme ( $A$ ) und ( $N_s$ ) für die Beschreibung der Aufbau- und Radnabenbewegung eingeführt. Der Index  $s$  dient zur Kennzeichnung der Räder und läuft von

eins bis vier. In Abbildung 3.8 sind ebenfalls je vier Koordinatensysteme ( $R_s$ ) und ( $S_s$ ) für den Reifen und die Straße dargestellt. Eine Unterscheidung in ein reifen- und straßenbezogenes Koordinatensystem ist erforderlich, um ein Abheben des Reifens von der Fahrbahn beschreiben zu können. Das Inertialsystem wird mit ( $I$ ) und das horizontale System mit ( $H$ ) gekennzeichnet. Die  $x_1$ - $x_2$ -Ebene des horizontalen Koordinatensystems liegt auf der Tangentialebene zur Fahrbahn und wird später für die Beschreibung der Achsrelativkinematik verwendet. In jedem Koordinatensystem werden die Koordinatenachsen mit  $x_i$  bzw. deren Basisvektoren mit  $\vec{e}_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) gekennzeichnet.

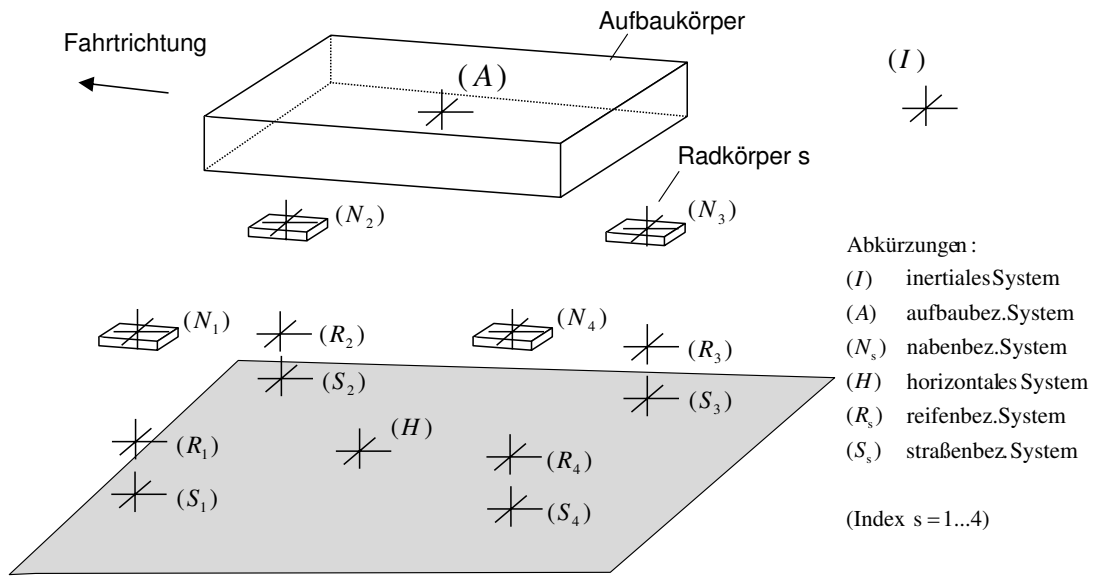


Abb. 3.8: Fahrzeugkörper und Koordinatensysteme

Zur Beschreibung der Lage des Aufbautkörpers im Raum werden drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade berücksichtigt. Für die Drehbewegung um die  $x_1$ -,  $x_2$ - und  $x_3$ -Achse werden die Begriffe Wanken, Nicken und Gieren bzw. für die Winkelgeschwindigkeiten die Begriffe Wank-, Nick- und Gierrate verwendet. Die Komponenten des Drehwinkelvektors des Aufbautkörpers werden mit

$$\vec{\varphi}^A = \varphi_1^A \vec{e}_1^{(A)} + \varphi_2^A \vec{e}_2^{(A)} + \varphi_3^A \vec{e}_3^{(A)} \quad (3.44)$$

und die Komponenten des Vektors der Winkelgeschwindigkeit mit

$$\vec{\Omega}^A = \Omega_1^A \vec{e}_1^{(A)} + \Omega_2^A \vec{e}_2^{(A)} + \Omega_3^A \vec{e}_3^{(A)} \quad (3.45)$$

bezeichnet.

Die vier Radkörper bewegen sich relativ zum Aufbau auf einer vorgegebenen Bahnkurve. Diese hängt von der aufbaubezogenen Einfederung und den elastokinematischen Verhältnissen in der Achse ab. Im Modell wird die Bewegung des Rads über einen translatorischen Freiheitsgrad (Vertikalführung) und drei rotatorische Freiheitsgrade abgebildet. Die Größen Radsturz und Radspur werden in Abhängigkeit von der Einfederung über quasistatisch ermittelte Kennlinien beschrieben. Analog zum Aufbautkörper werden die Komponenten des Drehwinkelvektors der Radnabe  $N_s$  mit

$$\vec{\varphi}^{N_s} = \varphi_1^{N_s} \vec{e}_1^{(N_s)} + \varphi_2^{N_s} \vec{e}_2^{(N_s)} + \varphi_3^{N_s} \vec{e}_3^{(N_s)} \quad (3.46)$$

und die Komponenten des Vektors der Winkelgeschwindigkeit mit

$$\vec{\Omega}^{N_s} = \Omega_1^{N_s} \vec{e}_1^{(N_s)} + \Omega_2^{N_s} \vec{e}_2^{(N_s)} + \Omega_3^{N_s} \vec{e}_3^{(N_s)} \quad (3.47)$$

bezeichnet.

### 3.5.2 Bewegungsgleichungen für den Fahrzeugaufbau

Die Bewegungsgleichungen werden mit Hilfe der Newton-Euler-Methode aufgestellt. Bei der Newton-Euler-Methode wird das Gesamtsystem in  $N$  einzelne Starrkörper zerlegt. Es werden Schnittkräfte und Schnittmomente benachbarter Körper berechnet und die Newton-Eulerschen-Bewegungsgleichungen gelöst. Für die Aufstellung der Bewegungsgleichungen wird im Folgenden von Bild 3.9 ausgegangen.

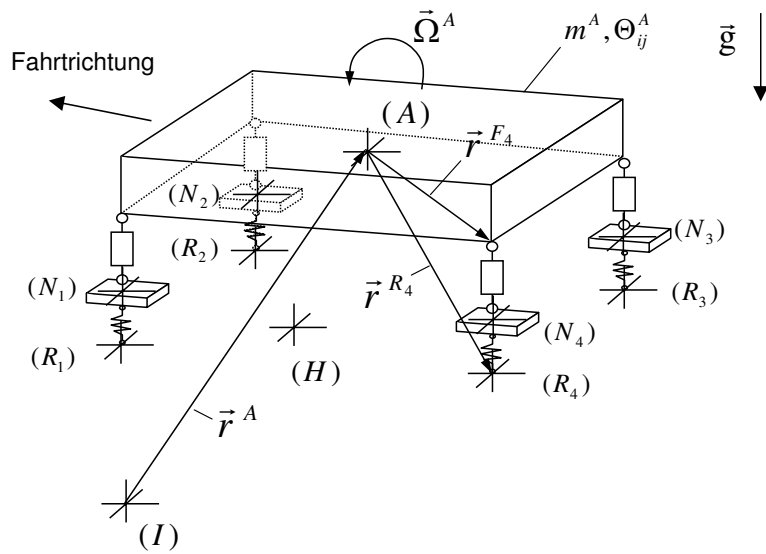


Abb. 3.9: Kinematische Größen zur Beschreibung der Bewegung des Aufbaukörpers

Im Abschnitt 3.4.2 wurden Impuls- und Drallsatz für einen geführten Körper hergeleitet. Diese Gleichungen lassen sich direkt auf den Aufbaukörper übertragen:

$$m^A \frac{d^2 r_j^{A(I)}}{dt^2} = \sum K_j^{A(I)}, \quad (3.48)$$

$$\dot{\Omega}_k^{A(A)} \Theta_{lk}^{A(A)} + \epsilon_{ljk} \Omega_j^{A(A)} \Omega_p^{A(A)} \Theta_{kp}^{A(A)} = \sum M_l^{A(A)}. \quad (3.49)$$

In Gl. 3.48 ist für den Aufbaukörper der Impulssatz im Inertialsystem ( $I$ ) sowie in Gl. 3.49 der Drallsatz im aufbaufesten System ( $A$ ), jeweils in kartesischer Indexschreibweise und Einsteinscher Summenkonvention, dargestellt. Diese Art der Schreibweise ist insbesondere für die Umsetzung in Computerprogrammen sehr nützlich. Zur Kennzeichnung der Transformationseigenschaften der Tensoren werden zwei hochgestellte Indizes verwendet. Der erste hochgestellte Index bezeichnet den Bezugskörper, z.B.  $A$  für Aufbaukörper. Der zweite in Klammern hochgestellte Index bezeichnet das Bezugssystem, z.B. ( $I$ ) für Inertialsystem.

Im Drallsatz 3.49 werden die nichtlinearen Eulerterme berücksichtigt, welche zumeist vernachlässigt werden. Ferner kennzeichnen in Gl. 3.48 und 3.49 die Terme auf den rechten Seiten die Summe



der am Fahrzeugaufbau angreifenden Kräfte und Momente. Für die Summe der auf das Inertialsystem bezogenen Kräfte von Gl. 3.48 ergibt sich in Indexschreibweise

$$\sum K_j^{A(I)} = G_j^{A(I)} + L_j^{(I)} + \sum_{s=1}^4 \left( F_j^{s(I)} + R_j^{s(I)} \right), \quad (3.50)$$

bzw. in ausführlicher Schreibweise mit den zugehörigen Drehmatrizen

$$\sum K_j^{A(I)} = G_j^{A(I)} + a_{ji}^{(AI)} L_i^{(A)} + \sum_{s=1}^4 \left( a_{jk}^{(HI)} F_k^{s(H)} + a_{jk}^{(R_s I)} R_k^{s(R_s)} \right). \quad (3.51)$$

In Gl. 3.51 dient der Index  $s = 1 \dots 4$  zur Kennzeichnung der Räder. Es werden die Gewichtskraft des Aufbaukörpers  $G_j^{A(I)}$  im Inertialsystem und die Luftwiderstandskraft  $L_i^{(A)}$  im aufbaufesten System berechnet. Innerhalb der Summe finden sich die Federbeinkräfte  $F_k^{s(H)}$  und die Reifenkräfte  $R_k^{s(R_s)}$ , wobei erstere im horizontalen System und letztere im reifenfesten System berechnet wurden. Ferner werden in Gl. 3.51 für eine Umrechnung der Komponenten aus dem aufbaufesten, horizontalen und reifenfesten Bezugssystem in das inertielle Bezugssystem die Drehmatrizen

$$a_{ji}^{(AI)}, a_{jk}^{(HI)} \quad \text{und} \quad a_{jk}^{(R_s I)} \quad (3.52)$$

verwendet. In Gl. 3.52 sind in hochgestellten Klammern die Bezugssysteme referenziert, zwischen denen die Tensorkomponenten umgerechnet werden. Für die Summe der Momente aus Gl. 3.49 folgt im aufbaufesten System

$$\sum M_l^{A(A)} = \sum_{s=1}^4 \left( \epsilon_{qjl} r_q^{F_s(A)} F_j^{s(A)} + \epsilon_{pjl} r_p^{R_s(A)} R_j^{s(A)} \right), \quad (3.53)$$

bzw. mit den zugehörigen Drehmatrizen

$$\sum M_l^{A(A)} = \sum_{s=1}^4 \left( \epsilon_{qjl} r_q^{F_s(A)} F_k^{s(H)} a_{kj}^{(AH)} + \epsilon_{pjl} r_m^{R_s(H)} a_{mp}^{(AH)} a_{ik}^{(R_s I)} R_k^{s(R_s)} a_{ij}^{(AI)} \right). \quad (3.54)$$

Die Luftwiderstandskraft leistet keinen Beitrag im Drallsatz, d.h. es wird angenommen, dass der Druckpunkt auf Schwerpunkthöhe liegt. In Gl. 3.54 werden die im horizontalen System berechneten Federbeinkräfte  $F_k^{s(H)}$  mit der neu eingeführten Drehmatrix  $a_{kj}^{(AH)}$  in das aufbaufeste System überführt. Die im reifenfesten Bezugssystem berechneten Reifenkräfte  $R_k^{s(R_s)}$  werden mit den in Gl. 3.52 eingeführten Drehmatrizen  $a_{ik}^{(R_s I)}$  und  $a_{ij}^{(AI)}$  zunächst in das inertielle System umgerechnet und anschließend in das aufbaufeste System zurücktransformiert. Es werden die Hebelarme zwischen den Kraftangriffspunkten des Reifens und dem Aufbauschwerpunkt mit  $r_m^{R_s(H)}$  im horizontalen System angegeben und mit der Drehmatrix  $a_{mp}^{(AH)}$  in das aufbaufeste System transformiert. Der Reifennachlauf wird hierbei als ein konstanter Wert berücksichtigt. Der Hebelarm zwischen den Krafteinleitungspunkten der Federbeine am Aufbau und dem Aufbauschwerpunkt wird mit  $r_q^{F_s(A)}$  im aufbaufesten System angegeben und benötigt somit keiner weiteren Transformation.

In Gl. 3.54 ist die Kinematik der Aufbaubewegung um einen Nick- bzw. Wankpol noch nicht berücksichtigt. Als Wank- bzw. Nickpole werden die sich aus der Achskinematik ergebenden Drehachsen bezeichnet, um welche der Aufbaukörper augenblicklich rotiert. Die exakten Lagen der Wank-

und Nickpole werden in einem der folgenden Abschnitte mit Hilfe von quasistatischen Mehrkörper-simulationsrechnungen gewonnen. Zunächst sei angenommen, die Lage der Wank- und Nickachse ist bekannt. Die Abstände zwischen Schwerpunkt und Wankachse sowie zwischen Schwerpunkt und Nickachse seien mit  $h_{SW}$  und  $h_{SN}$  bezeichnet.

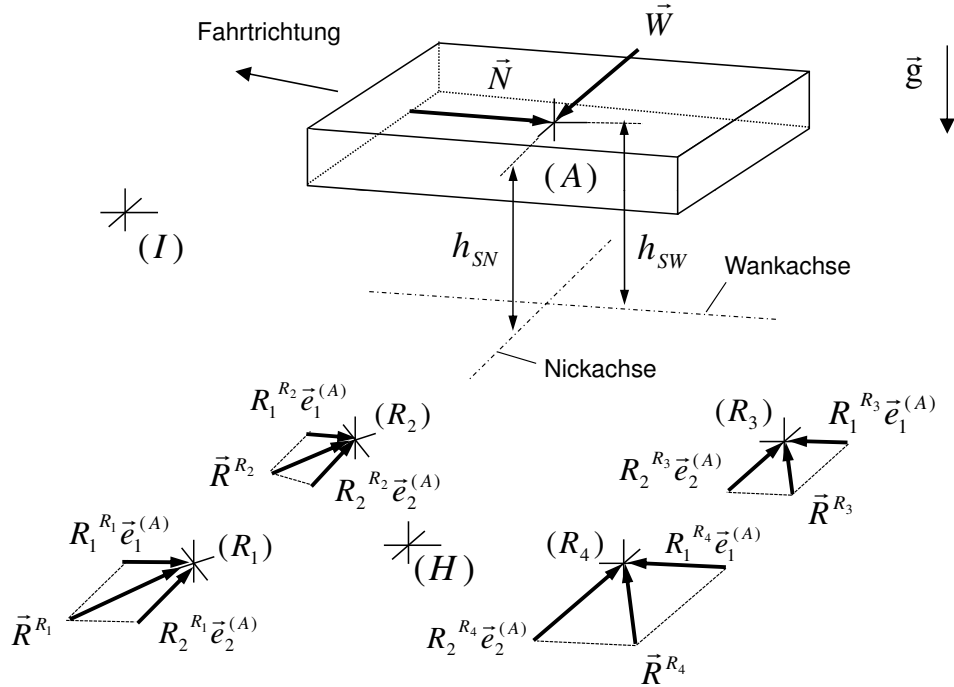


Abb. 3.10: Bestimmung der auf den Aufbaukörper wirkenden d'Alembertschen Trägheitskräfte

Anhand Bild 3.10 werden die auf den Aufbaukörper wirkenden Trägheitskräfte nach d'Alembert bestimmt. Entscheidend für das Nick- bzw. Wankmoment ist die Größe der Kraftkomponenten  $\vec{N}$  bzw.  $\vec{W}$ . Diese lassen sich im Bild ablesen zu

$$\vec{N} := \sum_{s=1}^4 R_1^{R_s} \vec{e}_1^{(A)} \quad (3.55)$$

und

$$\vec{W} := \sum_{s=1}^4 R_2^{R_s} \vec{e}_2^{(A)}. \quad (3.56)$$

Mit Hilfe von Gl. 3.55 und 3.56 und der weiter oben eingeführten Abstände zwischen Aufbauschwerpunkt und Wank- bzw. Nickachse lässt sich Gl. 3.54 umschreiben in

$$\sum M_l^{A(A)} = \sum_{s=1}^4 \left( \epsilon_{qjl} r_q^{F_s(A)} F_k^{s(H)} a_{kj}^{(AH)} + h_{SN} a_{ik}^{(R_s I)} N_k^{(R_s)} a_{il}^{(AI)} + h_{SW} a_{ik}^{(R_s I)} W_k^{(R_s)} a_{il}^{(AI)} \right). \quad (3.57)$$

Für die Berechnung der Wank- und Nickbewegung ist das Massenträgheitsmoment im Drallsatz 3.49 mit Hilfe des Satzes von Steiner anzupassen. Der modifizierte Trägheitstensor  $\Theta_{ij}^{A(A)}$  des Aufbaukörpers ergibt sich zu

$$[\Theta_{ij}^{A(A)}] = \begin{bmatrix} \Theta_{11} + m^A h_{SW}^2 & 0 & 0 \\ 0 & \Theta_{22} + m^A h_{SN}^2 & 0 \\ 0 & 0 & \Theta_{33} \end{bmatrix}. \quad (3.58)$$

Hierbei wird vereinfachend angenommen, dass keine Relativbewegung zwischen den Rädern und den Momentanpolen für die Nick- und Wankbewegung stattfindet.

### 3.5.3 Bewegungsgleichungen für die Radkörper

Die Beschreibung der Radbewegung erfolgt relativ zum Aufbaukörper. Jedes Rad ist mit Vertikalführungen versehen und besitzt somit einen translatorischen Freiheitsgrad in Einfederrichtung. Des Weiteren besitzt jedes Rad drei rotatorische Freiheitsgrade. Zur Herleitung von Impuls- und Drallsatz für die Radkörper diene Abbildung 3.11. Hier sind die kinematischen Verhältnisse für die relativ zum Aufbau geführten Radkörper dargestellt. Die Vektoren  $\vec{r}^{N_s}$  beschreiben die Relativbewegung der Radnabe  $s$  zum Aufbau. Für die Beschreibung der Beschleunigung des Radkörpers im Inertialsystem kann Gl. 3.10 zugrunde gelegt werden. Unter Berücksichtigung der entsprechenden Drehmatrizen aus Gl. 3.52 ergibt sich für die Beschleunigung des Radkörpers  $\ddot{x}_i^{N_s(I)}$  im Inertialsystem

$$\ddot{x}_i^{N_s(I)} = \ddot{r}_i^{A(I)} + a_{ij}^{(AI)} \ddot{r}_j^{N_s(A)} + \epsilon_{irk} \dot{\Omega}_r^{A(I)} a_{kj}^{(AI)} r_j^{N_s(A)} + 2\epsilon_{irk} \Omega_r^{A(I)} a_{kj}^{(AI)} \dot{r}_j^{N_s(A)} + \epsilon_{irk} \Omega_r^{A(I)} \epsilon_{ksl} \Omega_s^{A(I)} a_{lj}^{(AI)} r_j^{N_s(A)}. \quad (3.59)$$

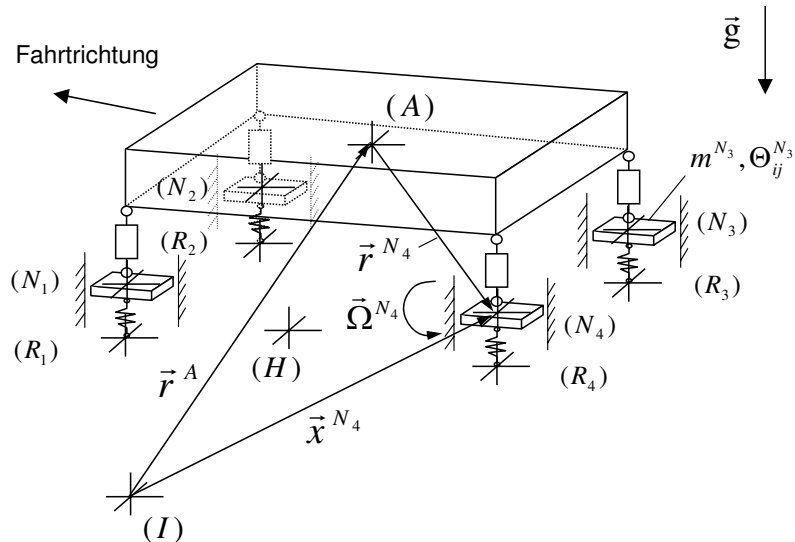


Abb. 3.11: Beschreibung der kinematischen Verhältnisse am Rad

Da nur die Relativbewegung zwischen Rad- und Aufbaukörper von Interesse ist, genügt die Betrachtung der Relativbeschleunigung. Der Impulssatz angeschrieben im aufbaufesten System nimmt die einfache Form

$$m^{N_s} \ddot{\vec{r}}_j^{N_s(A)} = \sum K_j^{N_s(A)}. \quad (3.60)$$

an. Hierbei werden die Trägheitskräfte aus Zentrifugal-, Coriolis- und Winkelbeschleunigung gegenüber der Relativbeschleunigung vernachlässigt. In der Tat liegen die Beträge der Relativbeschleunigung um mindestens eine Größenordnung über den Beschleunigungen resultierend aus den Trägheitskräften, was folgende Grenzwertbetrachtung zeigt. Bei einer harmonischen Radeinfederung von 50 mm bei einer Frequenz von 12 Hz betragen die maximalen Relativbeschleunigungen 28 g. Da die rotatorischen Aufbaubewegungen aufgrund der vorherrschenden Trägheit stark niederfrequent erfolgen, liegen die maximalen Beschleunigungen aus den Trägheitstermen deutlich unter den Relativbeschleunigungen. Werden die rotatorischen Aufbaueigenfrequenzen für Nicken, Wanken und Gieren mit einem Hertz angenommen, ergeben sich für die maximalen Beträge von Coriolis-, Zentrifugal- und Winkelbeschleunigung Werte zwischen 3.9 g und 4.7 g.

Auf der rechten Seite von Gl. 3.60 ist die Summe der am Radkörper angreifenden Kräfte  $\vec{K}^{N_s}$  bzw.  $K_j^{N_s(A)}$  im aufbaufesten System anzuschreiben. Hierfür ist in Bild 3.12 ein Freikörperbild für das Rad  $s$  dargestellt.

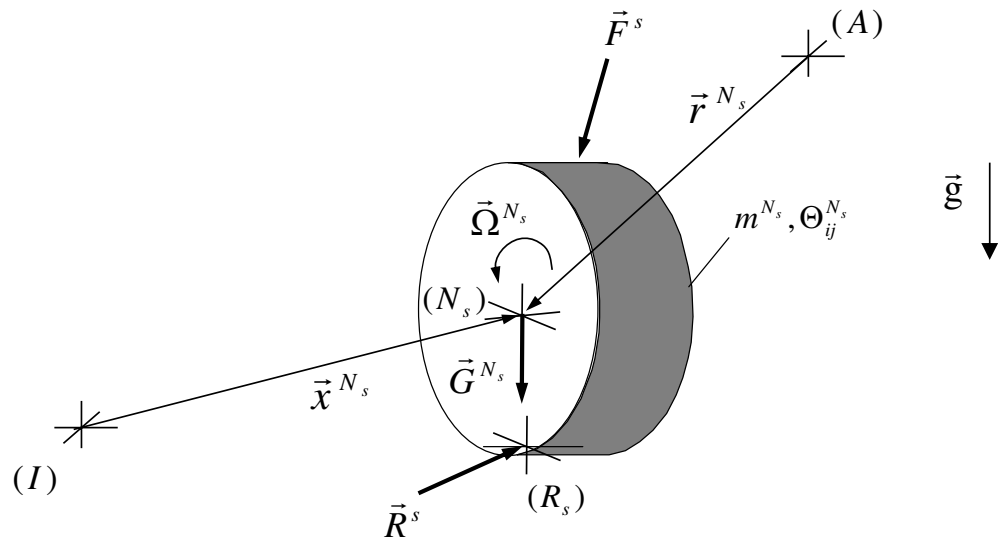


Abb. 3.12: Freikörperbild für den Radkörper  $s$

Wie aus dem Freikörperbild ersichtlich, setzen sich die auf den Radkörper wirkenden Kräfte aus der Summe

$$\sum \vec{K}^{N_s} = \vec{F}^s + \vec{R}^s + \vec{G}^{N_s} \quad (3.61)$$

zusammen. Die Kräfte der Federbeinbindungen werden mit  $\vec{F}^s$ , die Reifenkräfte mit  $\vec{R}^s$  und die Gewichtskraft des Radkörpers mit  $\vec{G}^{N_s}$  bezeichnet. Für die Darstellung in Indexnotation nimmt Gl. 3.61 die Form

$$\sum K_j^{N_s(A)} = \sum_{s=1}^4 \left( F_i^{s(H)} a_{ij}^{(AH)} + a_{ik}^{(R_s I)} R_k^{s(R_s)} a_{ij}^{(AI)} \right) + G_i^{N_s(I)} a_{ij}^{(AI)} \quad (3.62)$$

an, wobei für die Umrechnung der Tensorkomponenten zwischen den Bezugssystemen die Drehmatrizen aus Gl. 3.52 verwendet werden.

Eingangs wurde erwähnt, dass die Beschreibung der rotatorischen Bewegungen der Radkörper um die  $x_1$ - und  $x_3$ -Achse des Radnabensystems ( $N_s$ ), d.h. die Sturz- und Spuränderungen, in Abhängigkeit der Einfederung erfolgen, d.h. über den Vektor  $\vec{r}^{N_s}$  in Bild 3.12. Hierfür werden im Kapitel 3.6 mit Hilfe eines Mehrkörpersimulationsprogramms quasistatische Kennlinien in Abhängigkeit der aufbaubezogenen Einfederung, später mit  $q$  bezeichnet, erzeugt. Für die Beschreibung der Radbewegung um die  $x_2$ -Achse des Radnabensystems ( $N_s$ ) kann der Drallsatz aufgestellt werden. Mit den beschriebenen Annahmen lassen sich die Komponenten der Winkelgeschwindigkeit des Rades ausdrücken als Funktionen von

$$\vec{\Omega}^{N_s} = \begin{pmatrix} fn(q) \\ fn(M_a, M_b, M_r, \Theta_{22}^{N_s}) \\ fn(q) \end{pmatrix}. \quad (3.63)$$

Die Komponente der Winkelgeschwindigkeit um die  $x_2$ -Achse des Radnabensystems ( $N_s$ ) in Gl. 3.63 ist eine Funktion der Größen

- Antriebsmoment  $M_a$ ,
- Bremsmoment  $M_b$ ,
- Reibmoment  $M_r$ ,
- Massenträgheitsmoment  $\Theta_{22}^{N_s}$ .

Zur Veranschaulichung der auf das Rad wirkenden Momente diene Abbildung 3.13. Sofern die Komponenten der Winkelgeschwindigkeit um die  $x_1$ - und  $x_3$ -Achse sehr viel kleiner sind als um die  $x_2$ -Achse, lassen sich die Eulerterme im Drallsatz vernachlässigen. Der Drallsatz zur Beschreibung der Drehung um die  $\vec{e}_2^{N_s}$ -Achse nimmt die Form

$$\Theta_{22}^{N_s} \dot{\Omega}_2^{N_s} = M_a - M_b - M_r - r_{dyn} R_1^s \quad (3.64)$$

an. Neu eingeführte Größen sind der dynamische Reifenradius  $r_{dyn}$  sowie die Radumfangskraft  $R_1^s$ . Das Reibmoment  $M_r$  ist geschwindigkeits- und radlastabhängig. Eine Modellbildung für das Reibmoment ist über die Gleichung

$$M_r = r_{dyn} (\zeta_0 + \zeta_1 \dot{x}_1^{(N_s)} + \zeta_4 \dot{x}_1^{(N_s)4}) R_3^s \quad (3.65)$$

möglich [17]. Die Größen  $\zeta_0$ ,  $\zeta_1$  und  $\zeta_4$  stellen Rollwiderstandskoeffizienten,  $\dot{x}_1^{(N_s)}$  die Absolutgeschwindigkeit des Reifenaufstandspunkts und  $R_3^s$  die Reifenkraft in  $\vec{e}_3^{(N_s)}$ -Richtung dar.

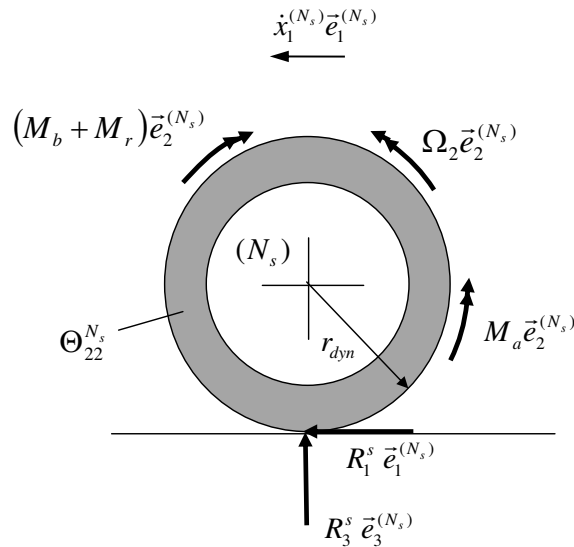


Abb. 3.13: Auf das Rad wirkende Kräfte und Momente in der  $x_1$ - $x_3$ -Ebene des Radnabensystems  $(N_s)$

### 3.6 Modellierung der Radaufhängung

Für eine echtzeitfähige Abbildung der Achskinematik scheiden die Modellierungsarten über Mehrkörpersimulationen und Finite Elemente aus. Ziel ist es, die elastokinematischen Einflüsse der Radaufhängung zu berücksichtigen und dennoch die Echtzeitfähigkeit des Modells zu gewährleisten. Weiter muss die Möglichkeit der Adaption des Achsentyps gegeben sein, sodass das Fahrzeugmodell für verschiedene Fahrzeuge Verwendung finden kann. Zur Erfüllung dieser Anforderungen kommt ein kennlinienbasiertes, achskinematisches Modell mit Berücksichtigung der elastischen Effekte zum Einsatz. Die Kennlinien werden hierfür aus einer quasistatischen Mehrkörpersimulation mit detailliertem Achsmodell gewonnen und in das echtzeitfähige Modell integriert. Mit Hilfe dieser Methode besteht die Möglichkeit, eine realitätsnahe Untersuchung der Fahrdynamik mit elastokinematischen Effekten in der Radaufhängung durchzuführen. Das Prinzip ist in Bild 3.14 dargestellt.

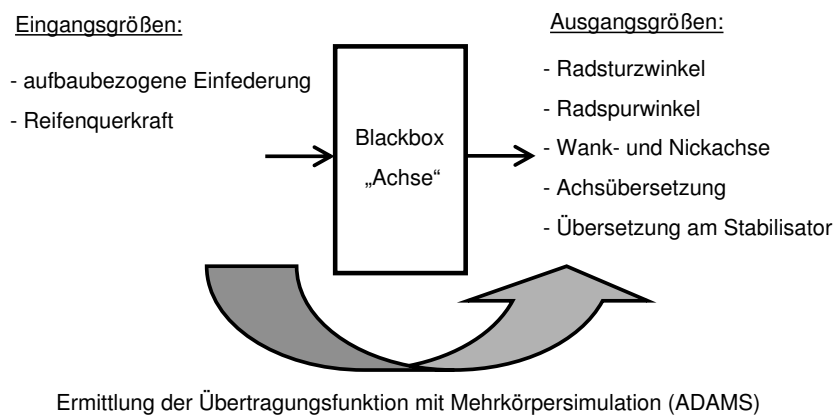


Abb. 3.14: Übertragungsfunktionen der Blackbox Achse

Als Eingangsgrößen für die Mehrkörpersimulation sind die Radeinfederung relativ zum Aufbau und die wirkende Reifenseitenkraft in  $\vec{e}_2^{(R_s)}$ -Richtung unter Berücksichtigung des Reifennachlaufs zu nennen. Als Ausgangsgrößen werden die radbezogenen Größen Sturz-/Spurwinkel, Lage der Wank- und Nickachse sowie die Achs- und Stabilisatorübersetzung berechnet. Die Ausgangsgrößen werden in Form von Kennlinien in Abhängigkeit von den Eingangsgrößen abgebildet.

Dieser Vorgehensweise liegt die Annahme zu Grunde, dass keine nennenswerten Reifenlängskräfte in  $\vec{e}_1^{(R_s)}$ -Richtung während einer Kurvenfahrt vorliegen. Diese Annahme ist für kleine Lenkwinkel gerechtfertigt; besteht doch gerade bei den vorliegenden Untersuchungen der Anspruch darin eine Fahrdynamikbeeinflussung im Übergangsbereich zwischen 0.4 bis 0.8g Querbesehleunigung zu entwickeln. Wird im ungünstigsten Fall von einem maximalen Lenkwinkel von 90° am Lenkrad ausgegangen und eine Lenkgetriebeübersetzung von 20 zugrunde gelegt [10], beträgt der Lenkwinkel am Rad 4.5°. Der maximal entstehende prozentuale Fehler beträgt im Grenzfall somit 8%. In diesem Zusammenhang wird für den Angriffspunkt der Seitenkraft im Reifenlatsch von einem konstanten Reifennachlauf ausgegangen. Ferner sei angenommen, dass keine bzw. nur geringe Reifenlängskräfte durch Brems- oder Antriebsmomente in den Reifen eingeleitet werden. Diese Annahme ist ebenso berechtigt, weil in den später durchgeführten instationären Fahrversuchen die Phasen der Verzögerung bzw. Beschleunigung des Fahrzeugs nur auf geraden Streckenabschnitten - bei vernachlässigbar kleiner Krümmung der Bahnkurve - erfolgen.

### 3.6.1 Mehrkörpermodell des Versuchsfahrzeugs

Das abzubildende Versuchsfahrzeug verfügt über Einzelradaufhängungen in Form von Raumenkerachsen. Es wird von starren Lenkern ausgegangen, welche über Feder-Dämpfer-Elemente und Gelenke mit linearem Übertragungsverhalten abgebildet sind. Reibungseinflüsse werden nicht berücksichtigt, d.h. die betrachteten Amplituden werden so groß angenommen, dass der Reibanteil an der Gesamtkraft vernachlässigbar ist.

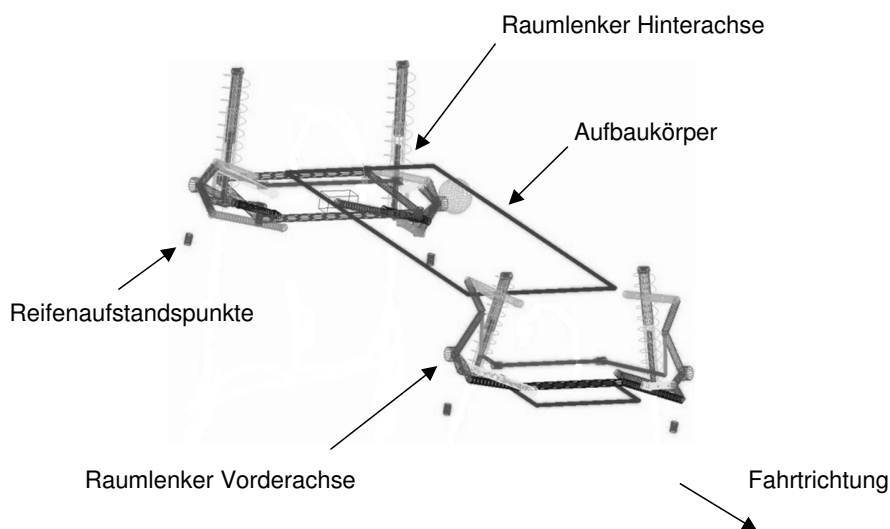


Abb. 3.15: Mehrkörpermodell des Versuchsfahrzeugs

In Bild 3.15 ist die Umsetzung des Mehrkörpermodells mit der kommerziellen Software ADAMS dargestellt. Die Vorderräder sind mit vier Lenkern über Kugelgelenke an einem Fahrschemel gelagert und besitzen ein Gelenk für die Vorgabe des rotatorischen Lenkfreiheitsgrads. Die Hinterräder sind über fünf Lenker ebenfalls an einem Fahrschemel gelagert. Die Daten für die Parametrisierung des Modells werden vom Fahrzeughersteller zur Verfügung gestellt.

### 3.6.2 Ermittlung der Übertragungsfunktionen

Der Simulationsablauf erfolgt in den Schritten Modellbildung, Aufprägen von Randbedingungen (z.B. äußere Kräfte, Verschiebungen, Fest- und Loslager), Durchführen der Simulation und Postprocessing. Für eine Beschreibung der Relativbewegung zwischen Rad- und Aufbaukörper wird in ADAMS eine generalisierte Koordinate  $q$  eingeführt, welche in  $\vec{e}_3^{(H)}$ -Richtung des horizontalen Koordinatensystems, d.h. normal zur Fahrbahn, gerichtet ist. Diese Koordinate beschreibt die Änderung des vertikalen Abstands zwischen einem radfesten und einem aufbaufesten Punkt. Positive Werte von  $q$  kennzeichnen ein einfederndes Rad und negative Werte ein ausfederndes Rad. Bild 3.16 veranschaulicht die kinematischen Verhältnisse der Relativbewegung zwischen Aufbau und Rad exemplarisch am Rad 1.

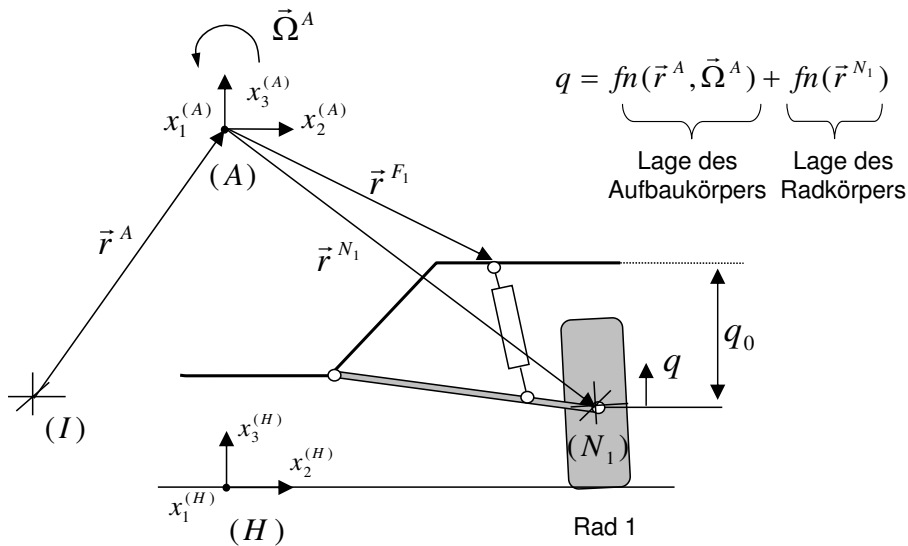


Abb. 3.16: Kinematische Verhältnisse der Relativbewegung zwischen Aufbau- und Radkörper

Die Änderung der Koordinate  $q$  hängt von der Aufbau- und Radbewegung ab. Die Bewegung des Radkörpers ist über die Vertikalführung vorgegeben und wird durch den Vektor  $\vec{r}^{N_1}$  vom aufbaufesten System beschrieben. Seitens des Aufbaukörpers gehen die translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade, beschrieben vom Inertialsystem aus durch  $\vec{r}^A$  und  $\vec{\Omega}^A$ , in die Relativbewegung ein. Anhand von Bild 3.16 lässt sich zeigen, dass

$$q := (\vec{r}^{F_1} - \vec{r}^{N_1}) \cdot \vec{e}_3^{(H)} - q_0 \quad (3.66)$$

mit

$$q_0 := (\vec{r}^{F_1} - \vec{r}^{N_1}) \cdot \vec{e}_3^{(H)} \Big|_{KO-Lage} \quad (3.67)$$



gilt. Hier kennzeichnen  $q_0$  den Abstand zwischen Aufbau und Rad in der Konstruktionslage,  $\vec{r}^{F_1}$  den Vektor vom Aufbauschwerpunkt zur aufbauseitigen Anbindung des Federbeins und  $\vec{r}^{N_1}$  den Vektor zur Lagebeschreibung des Radnabensystems relativ zum Aufbaukörper. Im Folgenden wird auf die Ermittlung der einzelnen Übertragungsfunktionen aus Bild 3.14 eingegangen.

### Achsübersetzung

Bei der Ermittlung der Achsübersetzung genügt die Betrachtung der reinen Kinematik. Im Allgemeinen lässt sich der Einfluss elastokinematischer Effekte auf die Achsübersetzung vernachlässigen. Die Achsübersetzung  $i$  wird hier definiert als Verhältnis der Wegänderung am Kraftelement, am Rad 1 mit  $x^{F_1}$  bezeichnet, zur relativen Einfederung  $q$  zwischen Aufbau- und Radkörper. Bezugnehmend auf Bild 3.17 gilt für die Achsübersetzung

$$i := \frac{x^{F_1}}{q}, \quad (3.68)$$

mit der Wegänderung am Kraftelement

$$x^{F_1} := |\vec{r}^{o_1} - \vec{r}^{u_1}| - x_0^{F_1} \quad (3.69)$$

und der Länge des Kraftelements in Konstruktionslage

$$x_0^{F_1} := |\vec{r}^{o_1} - \vec{r}^{u_1}|_{KO-Lage}. \quad (3.70)$$

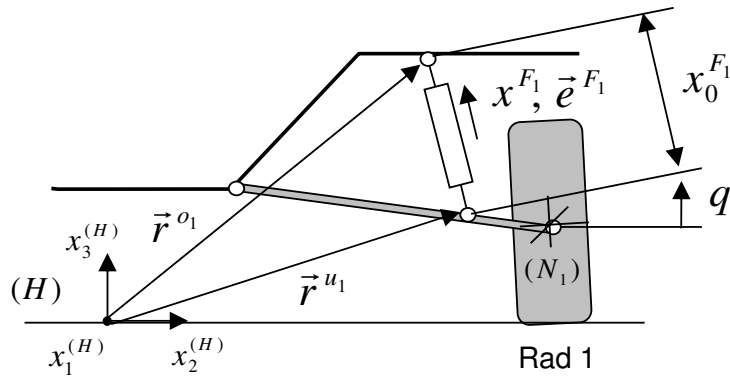


Abb. 3.17: Kinematische Verhältnisse am Federbein

Der Vektor  $\vec{r}^{o_1}$  dient zur Beschreibung der Lage der oberen, aufbauseitigen Federbeinanbindung. Dieser Vektor wird innerhalb der ADAMS-Simulation konstant gehalten, d.h. alle Freiheitsgrade des Aufbaukörpers werden gesperrt. Der Vektor  $\vec{r}^{u_1}$  dient zur Beschreibung der Lage der unteren Federbeinanbindung. Die Koordinaten dieser Anbindung werden mit Hilfe der ADAMS-Simulation in Abhängigkeit der Einfederung  $q$  berechnet und sind in Bild 3.18 für das Rad 1 dargestellt.

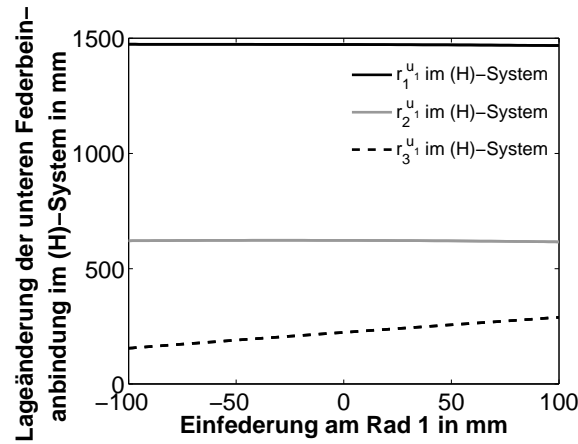


Abb. 3.18: Koordinaten der unteren Federbein-anbindung von Rad 1 über der Einfederung im (H)-System

Aus Bild 3.18 ist zu erkennen, dass sich die Lage der unteren Federbein-anbindung hinreichend genau über die  $r_3^u$ -Koordinate beschreiben lässt. Die Änderungen der  $r_1^u$ - und  $r_2^u$ -Koordinaten über der Einfederung liegen in der Größenordnung weniger Prozent (0.5 % und 1.2 %) und sind somit vernachlässigbar. In Bild 3.19 sind die Verläufe der  $r_3^u$ -Koordinaten über der Einfederung mittels linearer Funktionen approximiert. Die entsprechenden Übertragungsfunktionen sind für Rad 1 in Bild 3.19 a) und für Rad 4 in 3.19 b) angegeben. Die Achsübersetzungen an Vorder- und Hinterachse lassen sich aus den Übertragungsfunktionen zu  $i = 0.669$  an der Vorderachse und  $i = 0.697$  an der Hinterachse ablesen.

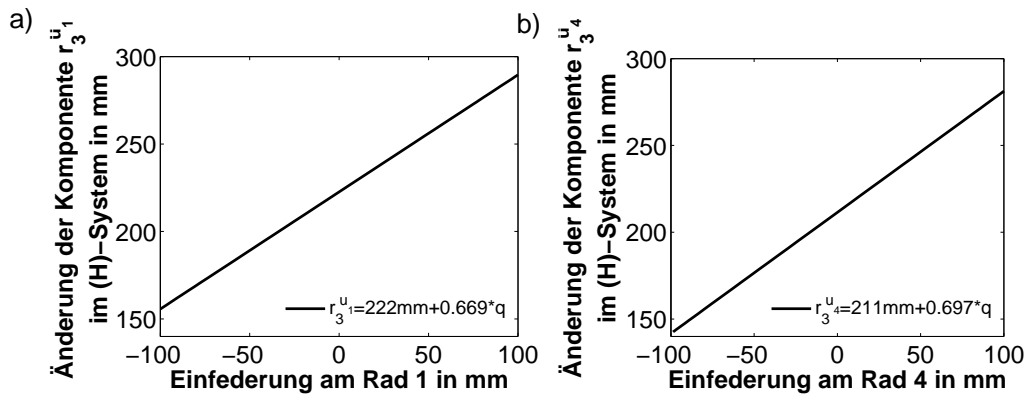


Abb. 3.19: Linear approximierte Lagebeschreibung der unteren Federbein-anbindung über der Einfederung im (H)-System für a) Rad 1 und b) Rad 4

Mithilfe der Achsübersetzung und der aufbaubezogenen Radeinfederung lassen sich in der Simulation die Größen Einfederweg und Einfeder-geschwindigkeit am Kraftelement und somit der Betrag der Federbeinkraft als Funktion von

$$F^s \sim fn(iq, i\dot{q}) \quad (3.71)$$

berechnen. Für die Angabe der Richtung der Federbeinkraft wird ein Richtungsvektor

$$\vec{e}^{F_s} := \frac{\vec{r}^{o1} - \vec{r}^{u1}}{|\vec{r}^{o1} - \vec{r}^{u1}|} \quad (3.72)$$

im horizontalen Koordinatensystem definiert. Schließlich wird eine Verschiebung des Kraftelements auf die Radmittelebene vorgenommen. Hiermit wird vermieden, dass kinematisch geschlossene Schleifen im Mehrkörpersystem entstehen. Für den Betrag der verschobenen Kraft des Federbeins gilt

$$F^{s*} \sim i F^s(iq, i\dot{q}), \quad (3.73)$$

wobei der Stern in Gl. 3.73 die auf Radmittelebene umgerechnete Federbeinkraft am Rad  $s$  kennzeichnet.

### Radsturz- und Radspurwinkel

In Bild 3.20 sind zunächst die Winkeldefinitionen von Sturz und Spur, welche im Folgenden mit  $\kappa$  und  $\epsilon$  bezeichnet werden, dargestellt. Ferner werden hier die Bedeutungen der Begriffe positiver und negativer Sturz sowie Vorspur und Nachspur aufgezeigt.

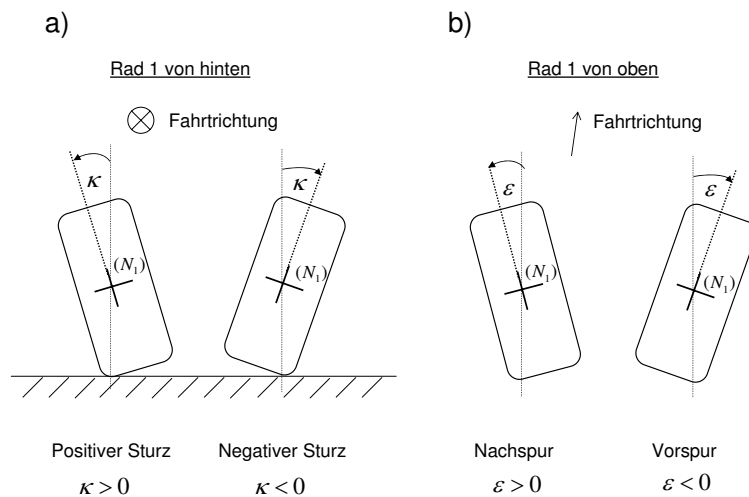


Abb. 3.20: Definition der Vorzeichen von a) Sturzwinkel und b) Spurwinkel im Radnabenkoordinatensystem ( $N_1$ )

Für die Ermittlung der Sturz- und Spurwinkel werden insgesamt drei Randbedingungen gesetzt. Zum einen erfährt das Rad eine Einfederung relativ zum Aufbaukörper. Diese wird über die generalisierte Koordinate  $q$  beschrieben. Als zweite Randbedingung wird der Aufbaukörper über ein Festlager fixiert. Zum Dritten wird das Rad mit Seitenkräften beaufschlagt. Aufgrund der Fahrzeugsymmetrie zur Längsachse werden die Untersuchungen nur für Rad 1 und 4 (siehe Bild 3.11) durchgeführt.

In Bild 3.21 a) und b) sind die Anregungen bezüglich Einfederung und Reifenseitenkraft über der Zeit dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Einfederung mit 0.001 Hz stark niederfrequent erfolgt und die Kraftanregung mit 0.1 Hz eine um zwei Größenordnungen höhere Anregungsfrequenz besitzt. Mit dieser kombinierten Anregung wird eine Versuchsdurchführung in einem Durchlauf möglich. Die Anregungsfrequenzen werden bewusst in den unterkritischen Bereich gelegt, d.h. sie liegen deutlich unter den Fahrzeugeigenfrequenzen. Die sich ergebenden Versuchsergebnisse für die Sturz- und Spurwinkel am Rad 1 und 4 sind in Bild 3.22 dargestellt.

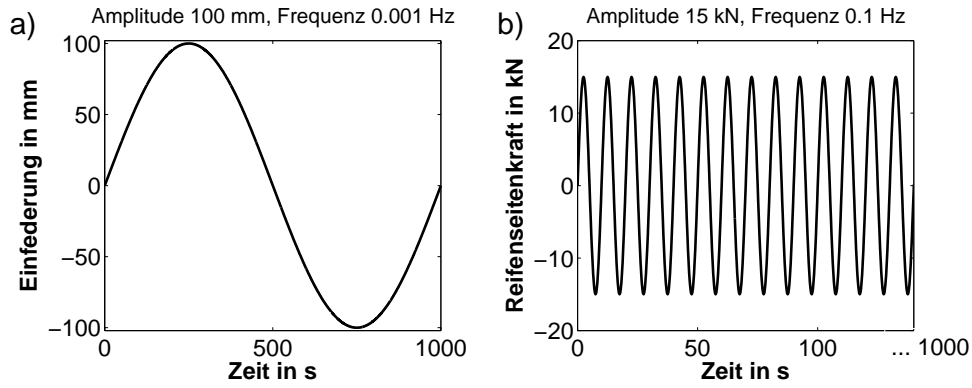


Abb. 3.21: Aufgeprägte Weganregung und Reifenseitenkraft an Rad 1 und 4

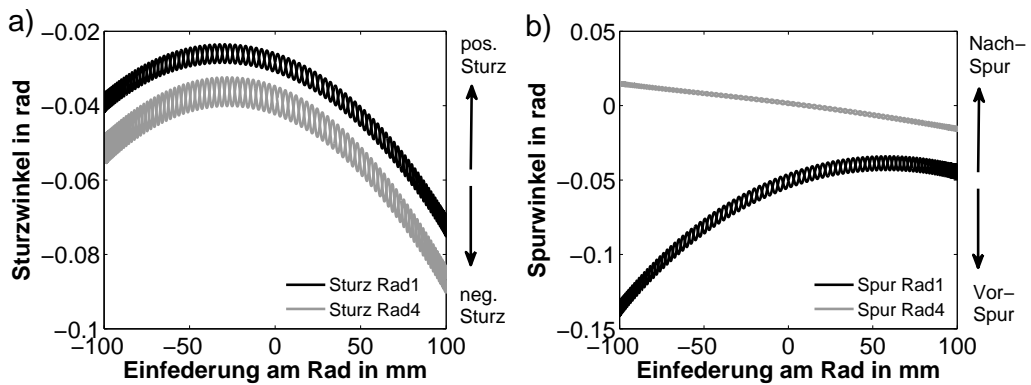


Abb. 3.22: Aus einer MKS-Simulation ermittelte Verläufe von a) Sturzwinkel und b) Spurwinkel an Rad 1 und Rad 4 bei Einfederung von  $\pm 100$  mm und simultan aufmodulierten Reifenseitenkräften von  $\pm 15$  kN

In Bild 3.22 a) ergeben sich aus der Kinematik heraus an Vorder- und Hinterachse im gesamten Federwegbereich negative Sturzwerte. Insbesondere bei großen positiven Einfederungen ist die Zunahme in Richtung negativer Sturzwerte stark ausgeprägt. Um ein untersteuerndes Fahrverhalten zu erreichen, sind hier die Räder der Vorderachse mit mehr positivem Sturz ausgelegt als die Räder der Hinterachse. Die aufmodulierte Reifenquerkraft macht sich als zusätzliche Schwingung des Sturzwinkels um die Gleichgewichtslage bemerkbar. Die Spuränderung der Vorderräder in Bild b) zeigt, dass eine Einfederung eine Zunahme in Richtung Nachspur nach sich zieht, was die untersteuernde Abstimmung unterstreicht. Die Spuränderungen am Hinterrad zeigen ein annähernd lineares Übertragungsverhalten und eine sehr geringe Empfindlichkeit auf Reifenquerkräfte.

Für eine Berücksichtigung der Sturz- und Spuränderungen im Fahrzeugmodell ist eine kennlinienbasierte Abbildung erforderlich. Hierfür werden die Kennfelder für Reifensturz  $\kappa$  und Reifenspür  $\epsilon$  mit Hilfe von Polynomen 2. Ordnung vom Typ

$$\kappa(R_l, q) = t_{1\kappa} + t_{2\kappa}q + t_{3\kappa}R_l + t_{4\kappa}q^2 + t_{5\kappa}qR_l + t_{6\kappa}R_l^2 \quad (3.74)$$

und

$$\epsilon(R_l, q) = t_{1\epsilon} + t_{2\epsilon}q + t_{3\epsilon}R_l + t_{4\epsilon}q^2 + t_{5\epsilon}qR_l + t_{6\epsilon}R_l^2 \quad (3.75)$$

angenähert. In Gl. 3.74 und 3.75 bedeuten  $R_l := \vec{R}^s \cdot \vec{e}_2^{(R_s)}$  die laterale Reifenkraft und  $q$  die relative Einfederung des Rads im Bezug zum Aufbaukörper. Für die Reifenspur von Rad 4 wird ein linearer Ansatz vom Typ

$$\epsilon(q) = t_{1\epsilon} + t_{2\epsilon}q \quad (3.76)$$

verwendet und der Einfluss der lateralen Reifenkraft vernachlässigt, siehe auch Bild 3.22 b). Die Koeffizienten  $t_1$  bis  $t_6$  in Gl. 3.74 bis 3.76 werden numerisch aus den gemessenen Sturz-Spur-Kennfeldern ermittelt.

Im Folgenden werden die über Gl. 3.74 und 3.75 approximierten Kennfelder zur Beschreibung des Verhaltens der Räder 1 und 4 hinsichtlich Sturz und Spur mit den exakten Kennfeldern aus dem MKS-Modell verglichen. Für die Bewertung wird ein Approximationsfehler eingeführt, welcher das Verhältnis der Sturz- bzw. Spurwerte aus den Polynomgleichungen und den exakten Werten aus der Mehrkörpersimulation zugrunde legt. In Bild 3.23 a) und 3.24 a) sind die approximierten Kennfelder für Sturz- und Spurwinkel von Rad 1 dargestellt. Der jeweilige Approximationsfehler ist im Teilbild b) als Konturplot dargestellt. Die Größenordnung des Fehlers liegt im Bereich ein bis zwei Prozent und ist somit tolerierbar. Für das Rad 4 ist in Bild 3.25 das Kennfeld des Sturzwinkels gezeigt. Auch hier liegt der Approximationsfehler im Bereich eines Prozents. Aufgrund der vernachlässigbaren Änderung des Spurwinkels in Abhängigkeit von der Reifenkraft am Rad 4, siehe Bild 3.22 b), wird auf eine Fehlerbetrachtung von selbiger Größe hier verzichtet.

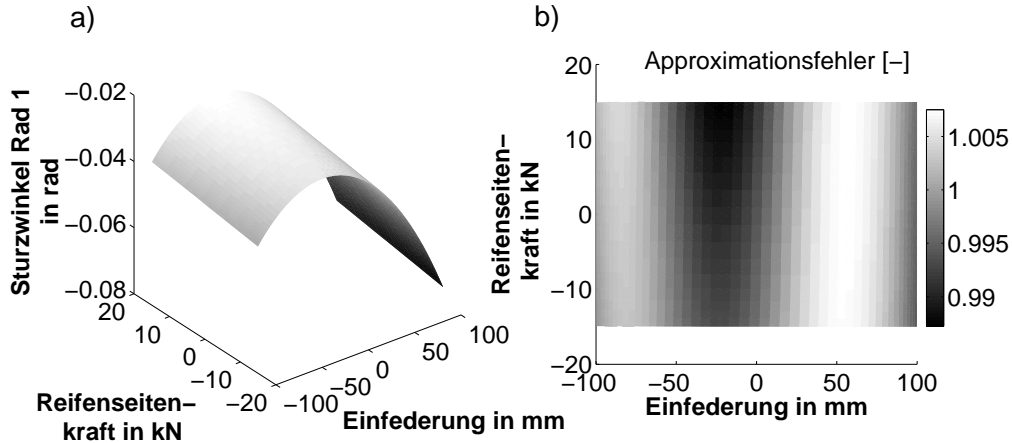


Abb. 3.23: a) Kennfeld des Sturzwinkels an Rad 1 über ein mehrdimensionales Polynom angenähert und b) entstandener Approximationsfehler

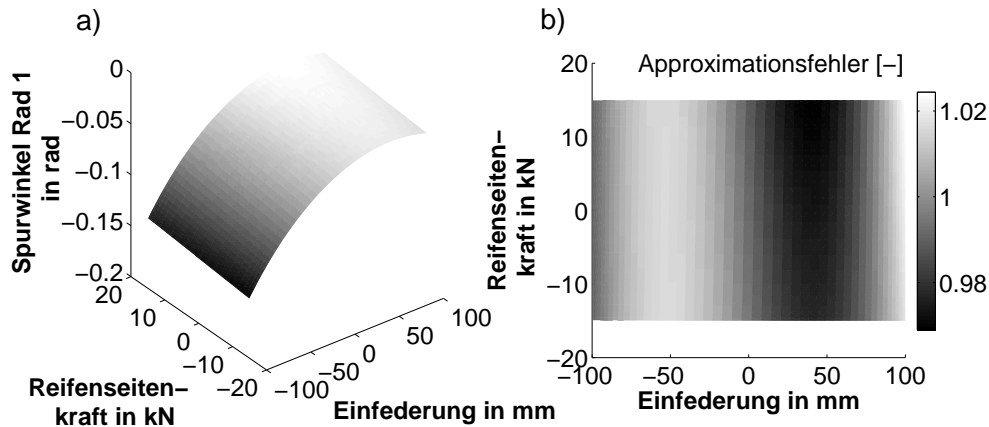


Abb. 3.24: a) Kennfeld des Spurwinkels an Rad 1 über ein mehrdimensionales Polynom angenähert und b) entstandener Approximationsfehler

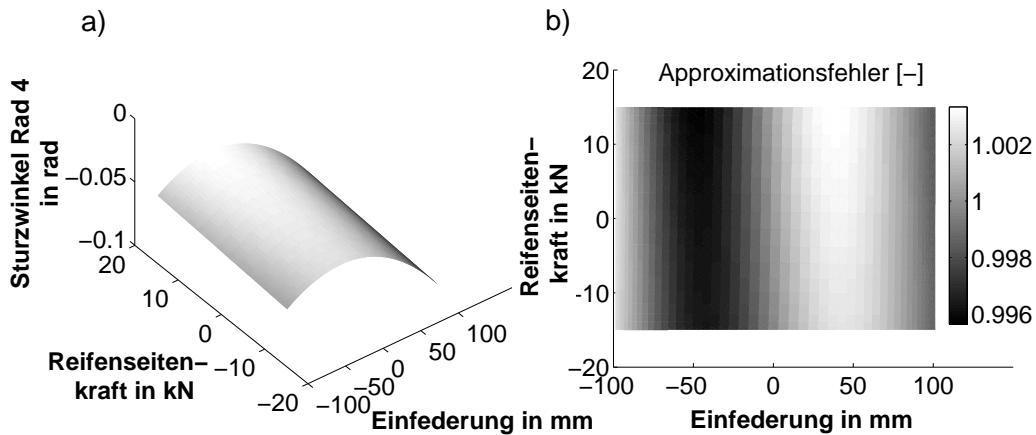


Abb. 3.25: a) Kennfeld des Sturzwinkels an Rad 4 über ein mehrdimensionales Polynom angenähert und b) entstandener Approximationsfehler

### Wank- und Nickachse

Die Radaufhängungen an Vorder- und Hinterachse besitzen je einen Wankpol. Die Verbindungsgerade der Wankpole bildet die Wankachse, um welchen der Aufbaukörper eine Rotation durchführt. Es wird angenommen, dass die Wankachse parallel zur  $x_1^{(H)}$ -Achse des horizontalen Koordinatensystems verläuft [11]. Für die Nickbewegung des Fahrzeugs lässt sich eine Nickachse finden. Diese liegt aus Symmetriegründen immer auf einer Achse parallel zur  $x_2^{(H)}$ -Achse des horizontalen Koordinatensystems. Im Folgenden wird das Prinzip für die Ermittlung der Lage der Wankachse anhand Bild 3.26 vorgestellt. Das beschriebene Prozedere lässt sich analog für die Ermittlung der Nickachse anwenden.

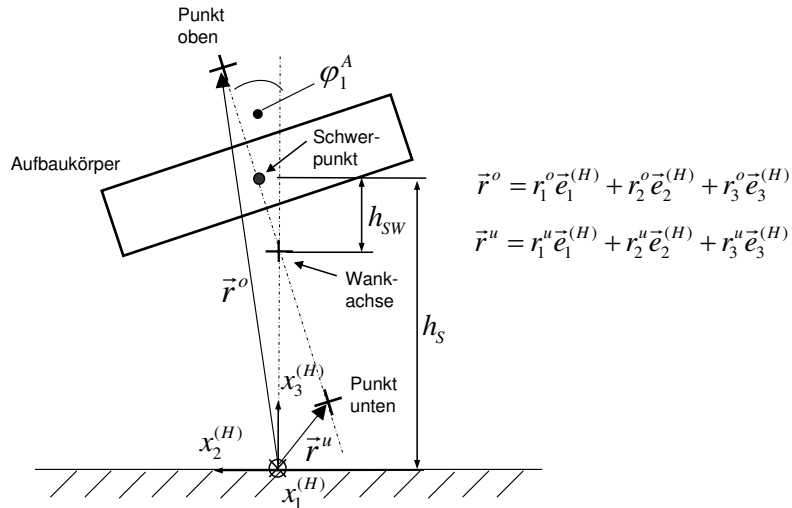


Abb. 3.26: Wankkinematik des Aufbaus (Ansicht von hinten auf den Aufbaukörper)

In Bild 3.26 sind die kinematischen Verhältnisse eines um den Winkel  $\varphi_1^A$  wankenden Fahrzeugs dargestellt. Die Größe  $h_{SW}$  beschreibt den Abstand der Wankachse zum Aufbauschwerpunkt und  $h_S$  die Höhe des Aufbauschwerpunkts über der Fahrbahn. Für die Ermittlung der Wankachse werden zwei aufbaufeste Punkte eingeführt, deren Lage über die Vektoren  $\vec{r}^o$  und  $\vec{r}^u$  beschrieben werden. Die durch diese Punkte beschriebene Gerade bildet einen Schnittpunkt mit der zur Fahrbahn orthogonalen Achse, welcher gleichzeitig die Lage der Wankachse kennzeichnet. Mit Hilfe der Koordinaten der Vektoren  $\vec{r}^o$  und  $\vec{r}^u$  lässt sich in der  $x_2^{(H)} - x_3^{(H)}$ -Ebene die Geradengleichung

$$x_3^{(H)} = \frac{r_3^o - r_3^u}{r_2^o - r_2^u} x_2^{(H)} + r_3^u - r_2^u \frac{r_3^o - r_3^u}{r_2^o - r_2^u} \quad (3.77)$$

angeben. Weil die Wankachse gerade auf der Fahrzeugmitte liegt, also

$$x_2^{(H)} := 0 \quad (3.78)$$

gelten muss, ergibt sich für den Abstand zwischen Aufbauschwerpunkt und Wankachse

$$h_{SW} = h_S - r_3^u + r_2^u \frac{r_3^o - r_3^u}{r_2^o - r_2^u}. \quad (3.79)$$

In Gl. 3.77 bis 3.79 wird die Änderung der Schwerpunkthöhe während des Wankvorgangs vernachlässigt.

### Übersetzung des Wankstabilisators

Für die Ermittlung der Übertragungsfunktion wird die aufbaubezogene Relativeinfederung  $q$  als Eingangsgröße und der Drehwinkel am Stabilisator als Ausgangsgröße gewählt. Im Fahrzeugmodell wird über die berechnete Drehwinkeldifferenz an den Rädern einer Achse, durch Produktbildung mit der Drehsteifigkeit des Stabilisators, ein Rückstellmoment berechnet, welches einer Wankbewegung des Aufbaus entgegenwirkt.

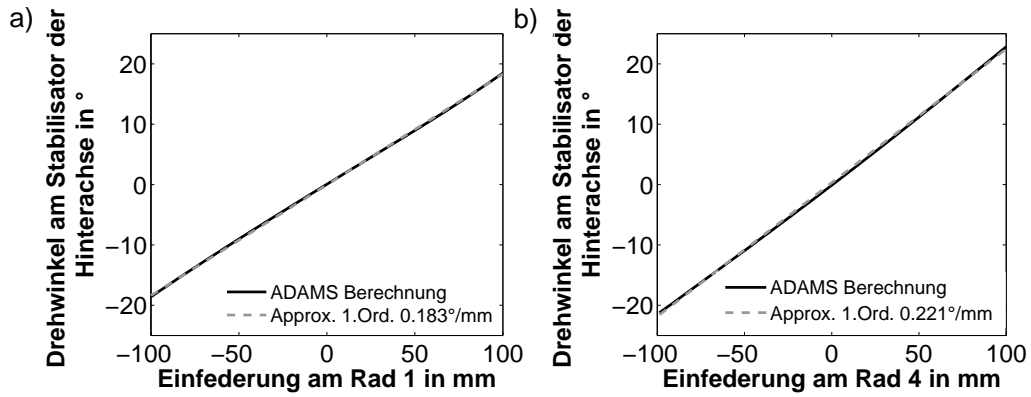


Abb. 3.27: Übertragungsfunktion des Wankstabilisators berechnet in ADAMS bzw. approximiert über lineare Funktionen für a) Rad 1 und b) Rad 4

Um keine zusätzlichen Terme im Drallsatz zu erzeugen, wird dieses Rückstellmoment in das resultierende Moment der Federbeine eingerechnet. In Bild 3.27 sind die aus ADAMS ermittelten Übertragungsfunktionen für den Wankstabilisator der Vorder- und Hinterachse dargestellt. Für das Fahrzeugmodell werden die in den Diagrammen ebenfalls dargestellten linearen Approximationen verwendet.

### 3.6.3 Modellbildung Luftfeder und hydraulischer Dämpfer

Für die Modellierung der Luftfeder wird das physikalische Modell des Luftfederdämpfers verwendet und die Ventilfläche so groß gewählt, dass die Dämpfung über das Ventil vernachlässigbar ist. Die Einzelvolumina und die Verdrängerflächen werden derart dimensioniert, dass das Verhalten einer Luftfeder mit dem Gesamtvolumen des LFD entspricht.

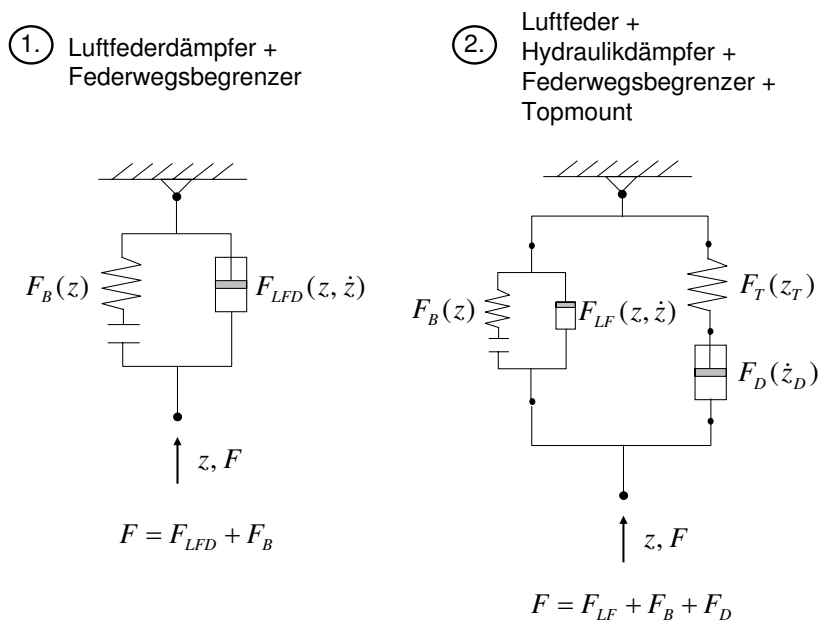


Abb. 3.28: Ersatzschaltbilder von Luftfederdämpfer und Luftfeder mit hydraulischem Dämpfer



In Bild 3.28 sind die Ersatzschaltbilder für das LFD-Fahrwerk (1) und das Luftfederfahrwerk (2) gegenübergestellt. In beiden Fällen ist dem eigentlichen Federelement, gekennzeichnet mit  $F_{LFD}$  bzw.  $F_{LF}$ , eine Begrenzungsfeder  $F_B$  parallel geschaltet. Jeweils beide Kraftelemente werden mit dem Weg  $z$  der Anregung beaufschlagt. Da beim Luftfederfahrwerk (2) die Funktionen Federn und Dämpfen von separaten Bauteilen übernommen werden, ist hierbei noch ein hydraulischer Dämpfer  $F_D$  parallel geschaltet. Wie bei hydraulisch gedämpften Fahrwerken üblich, ist an der oberen Anbindung des Dämpfers ein zusätzliches Lager  $F_T$  (engl. topmount) in Reihe geschaltet. Die Einfederung am oberen Dämpferlager wird mit  $z_T$  gekennzeichnet und die Einfederung am Hydraulikdämpfer mit  $z_D$ . Aufgrund der Reihenschaltung von Dämpfer und Dämpferlager sind die Bedingungen

$$z = z_T + z_D \quad (3.80)$$

und

$$F_T = F_D \quad (3.81)$$

zu erfüllen. Das Verhalten des hydraulischen Dämpfers wird in der Simulation über Kennlinien abgebildet. Bild 3.29 zeigt die Kraft-Weg-Kennlinie des hydraulischen Dämpfers mit zwei verschiedenen Ventilschaltstellungen.

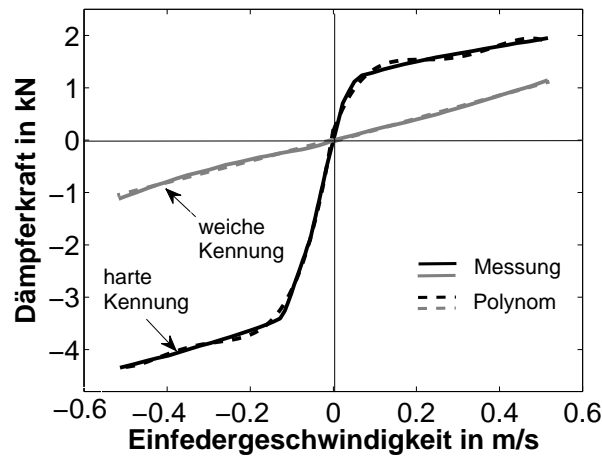


Abb. 3.29: Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinien des hydraulischen Dämpfers für zwei Ventilschaltstellungen

Die harte Kennung der Druck- und Zugstufe wird mit Hilfe eines Polynoms 4. Ordnung

$$F_D(\dot{z}_D) = t_{1D}\dot{z}_D^4 + t_{2D}\dot{z}_D^3 + t_{3D}\dot{z}_D^2 + t_{4D}\dot{z}_D + t_{5D} \quad (3.82)$$

und die weiche Kennung über ein Polynom 1. Ordnung

$$F_D(\dot{z}_D) = t_{1D}\dot{z}_D \quad (3.83)$$

angenähert. In Gl. 3.82 und 3.83 stehen  $F_D$  für die Dämpferdruckkraft und  $\dot{z}_D := d/dt z_D$  für die Einfederungsgeschwindigkeit am hydraulischen Dämpfer. Bei der harten Dämpfung wird der charakteristische Knick in der Kennlinie bei den Geschwindigkeiten  $+0.05 \text{ m/s}$  und  $-0.15 \text{ m/s}$  über das Polynom vierten Grades ausreichend genau abgebildet.

Das obere Dämpferlager hat die Aufgabe die Dämpferkraft für größer werdende Anregungsfrequenzen zu begrenzen. Für eine Begrenzung der Einfederamplitude findet der bereits erwähnte Federwegsbegrenzer Verwendung. Die zugehörigen gemessenen und approximierten Kennlinien beider Lager sind in Bild 3.30 zusammengefasst.

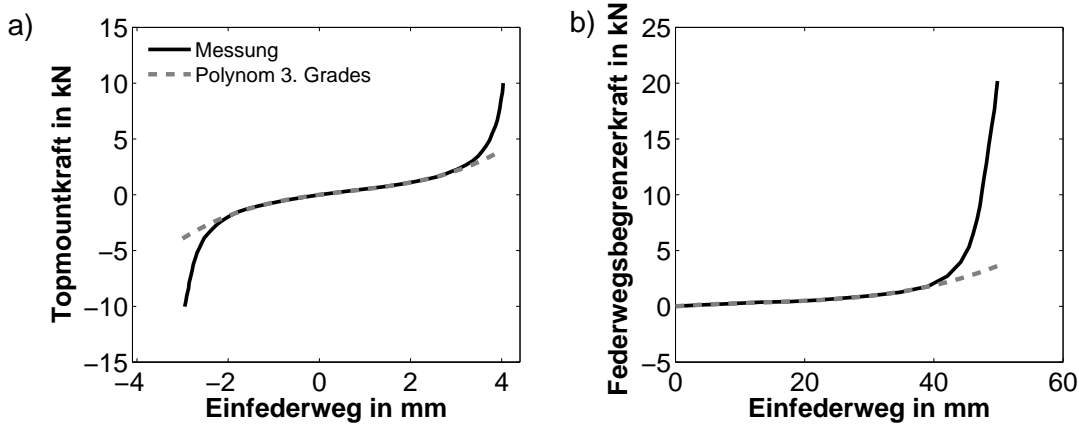


Abb. 3.30: Kennlinien von a) oberem Dämpferlager (Topmount-Lager) und b) Federwegsbegrenzer (baugleiche Ausführung wie beim LFD)

Für die Abbildung der Kräfte von oberem Dämpferlager  $F_T$  und Federwegsbegrenzer  $F_B$  werden Polynome vom Typ

$$F_T(z_T) = t_{1T}z_T^3 + t_{2T}z_T^2 + t_{3T}z_T + t_{4T} \quad (3.84)$$

und

$$F_B(z) = t_{1B}z^3 + t_{2B}z^2 + t_{3B}z + t_{4B} \quad (3.85)$$

verwendet. Die Polynome in Gl. 3.84 und 3.85 stellen Polynome dritten Grades dar. Hiermit werden zwar die Bereiche der extremen Einfederung nicht vollständig berücksichtigt, jedoch wird der für Fahrdynamikuntersuchungen typische Arbeitsbereich abgedeckt.

### 3.7 Kinematik bei Kurvenfahrt

#### 3.7.1 Begriffsdefinitionen

Folgende Begriffsdefinitionen werden anhand Bild 3.31 eingeführt. Winkel werden als positiv definiert, sofern sie eine mathematisch positive Drehrichtung besitzen.

#### Schwimmwinkel, Gierwinkel und Kurswinkel

Die Größen Schwimmwinkel, Gierwinkel und Kurswinkel beschreiben die Kinematik des Fahrzeugs in der  $x_1$ - $x_2$ -Ebene des Inertialsystems. Der Schwimmwinkel  $\beta$  beschreibt den Winkel zwischen aufbaufester  $x_1^{(A)}$ -Achse und der tangential zur Bahnkurve verlaufenden Führungsgeschwindigkeit  $\dot{r}^A$ . Als Gierwinkel wird der Winkel  $\varphi_3^A$  zwischen der  $x_1^{(I)}$ -Achse des Inertialsystems und der aufbaufesten  $x_1^{(A)}$ -Achse bezeichnet. Der Kurswinkel wird als Summe von Gier- und Schwimmwinkel aufgefasst.

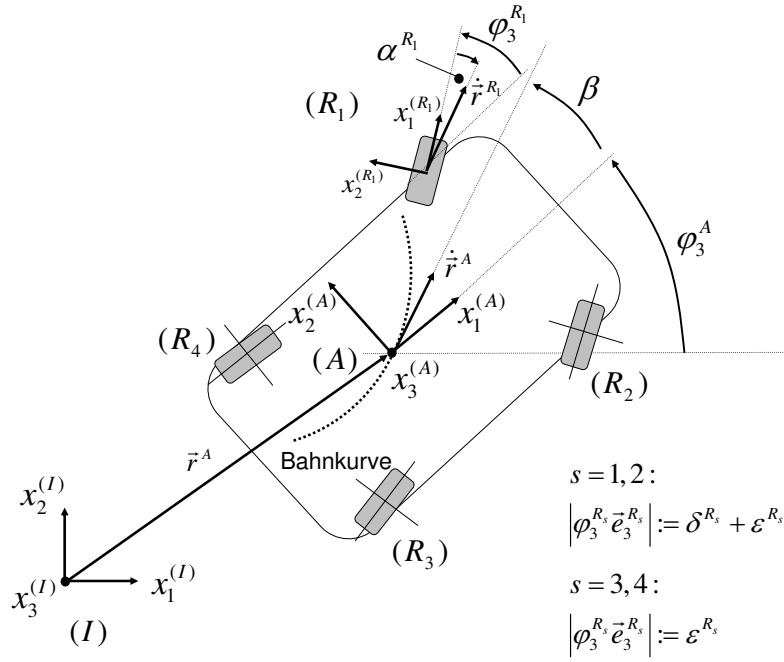


Abb. 3.31: Fahrzeugaufbaubezogene Größen Schwimm-, Gier- und Kurswinkel sowie reifenbezogene Größen Lenk- und Schräglaufwinkel

### Lenkwinkel und Schräglaufwinkel

Der Lenkwinkel  $\delta^{R_s}$  mit  $s = 1, 2$  wird auf die Räder der Vorderachse aufgeprägt. Zusammen mit dem statischen Radspurwinkel  $\epsilon^{R_s}$  überlagert sich der aufgeprägte Lenkwinkel zum Drehwinkel  $\varphi_3^{R_s}$  um die vertikale Achse  $\vec{e}_3^{R_s}$ . Ebenso bewirkt die Elastokinematik an den Hinterrädern eine Verdrehung, welche als Lenkwinkel aufgefasst werden kann. Für die Räder der Vorderachse gilt

$$|\varphi_3^{R_s} \vec{e}_3^{R_s}| := \delta^{R_s} \pm \epsilon^{R_s}, \quad \text{mit } s = 1, 2 \quad (3.86)$$

und für die ungelenkten Räder der Hinterachse

$$|\varphi_3^{R_s} \vec{e}_3^{R_s}| := \mp \epsilon^{R_s}, \quad \text{mit } s = 3, 4. \quad (3.87)$$

In Gl. 3.86 und 3.87 dient der Index  $s$  zur Kennzeichnung der Räder. Bei geringen Querschleunigungen besteht ein rein kinematischer Zusammenhang zwischen Lenkwinkel und Kurvenradius, vgl. Theorie des Einspurmodells [17]. Bei größeren Querschleunigungen können die erforderlichen Reifenseitenkräfte nur übertragen werden, wenn die Reifen eine seitliche Verschiebung erfahren. Dieser Effekt wird als Schräglauf bezeichnet. Hierbei wird der Schräglaufwinkel  $\alpha^{R_s}$  eingeführt, welcher den Winkel zwischen der reifenfesten Achse  $x_1^{(R_s)}$  und dem absoluten Geschwindigkeitsvektor des Reifen-aufstandspunkts  $\dot{\vec{r}}^{R_s}$  kennzeichnet.

### 3.7.2 Berechnung der Schräglaufwinkel

Die Berechnung der Schräglaufwinkel erfolgt für alle vier Räder separat. Die beim Einspurmodell anzutreffende Vereinfachung, dass die Räder einer Achse gleiche Schräglaufwinkel besitzen, ist für ein Zweispurmodell nicht erforderlich. Bild 3.32 verdeutlicht die kinematischen Verhältnisse am Zweispurfahrzeug.

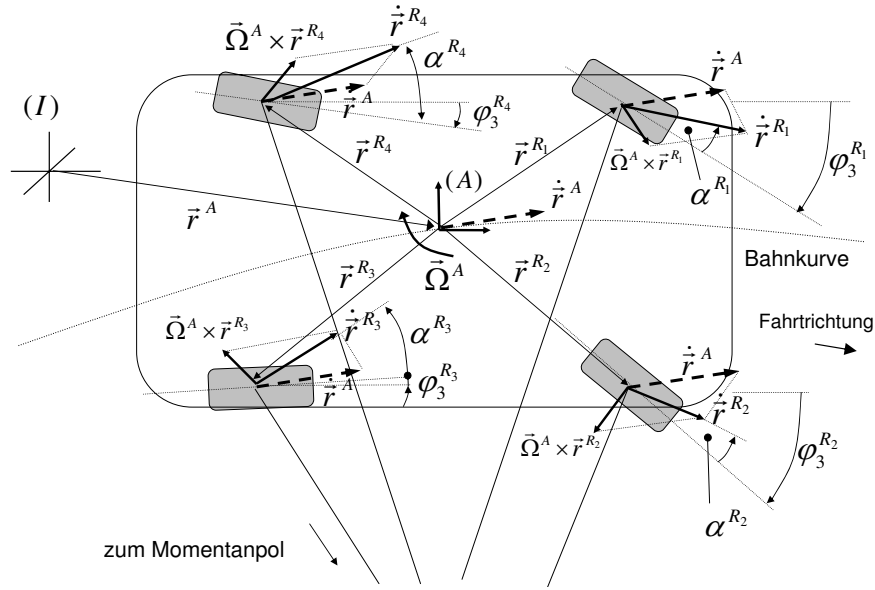


Abb. 3.32: Berechnung der Schräglaufwinkel am Zweispurfahrzeug

Hier dargestellt ist die geführte Bewegung des Aufbaukörpers im Inertialsystem. Der Aufbaukörper bewegt sich auf einer Bahnlinie mit der Führungsgeschwindigkeit  $\dot{\vec{r}}^A$  und führt eine Drehbewegung mit der Winkelgeschwindigkeit  $\vec{\Omega}^A$  durch. Grau hervorgehoben sind die Reifenlatsche der Räder 1...4. Es lassen sich die Absolutgeschwindigkeiten der Radaufstandspunkte aus der vektoriellen Summe von Führungsgeschwindigkeit und den Geschwindigkeiten hervorgerufen aus der Rotation des Fahrzeugs  $\vec{\Omega}^A \times \vec{r}^{R_s}$  errechnen. Hier stellen  $\vec{r}^{R_s}$  die Verbindungsvektoren zwischen Aufbauschwerpunkt und den Koordinatensystemen der Reifen dar. Für die Absolutgeschwindigkeiten der Räder  $s = 1...4$  gilt somit

$$\dot{\vec{r}}^{R_s} = \dot{\vec{r}}^A + \vec{\Omega}^A \times \vec{r}^{R_s}, \quad (3.88)$$

bzw. in Indexnotation

$$\dot{r}_i^{R_s(I)} = \dot{r}_i^{A(I)} + \epsilon_{ijk} \Omega_j^{A(I)} r_k^{R_s(I)}. \quad (3.89)$$

In Gleichung 3.89 sind alle Vektoren im Inertialsystem dargestellt. Für die Überführung des Vektors  $\vec{r}^{R_s}$  vom aufbaufesten System in das Inertialsystem wird die Transformation

$$r_k^{R_s(I)} = a_{kp}^{(AI)} r_p^{R_s(A)} \quad (3.90)$$

angewandt. Mit Hilfe der Absolutgeschwindigkeiten der Radaufstandspunkte können nun anhand Bild 3.33 die Schräglaufwinkel hergeleitet werden.

Der gesuchte Schräglaufwinkel  $\alpha^{R_s}$  ergibt sich durch Multiplikation des Geschwindigkeitsvektors  $\dot{\vec{r}}^{R_s}$  mit den Einheitsvektoren des Reifenbezugsystems  $\vec{e}_1^{(R_s)}$  und  $\vec{e}_2^{(R_s)}$  zu

$$\alpha^{R_s} := \arctan \left( \frac{\dot{\vec{r}}^{R_s} \cdot \vec{e}_2^{(R_s)}}{\dot{\vec{r}}^{R_s} \cdot \vec{e}_1^{(R_s)}} \right), \quad (3.91)$$

bzw. über die Komponenten ausgedrückt zu

$$\alpha^{R_s} := \arctan \left( \frac{\dot{r}_2^{R_s(I)}}{\dot{r}_1^{R_s(I)}} \right). \quad (3.92)$$

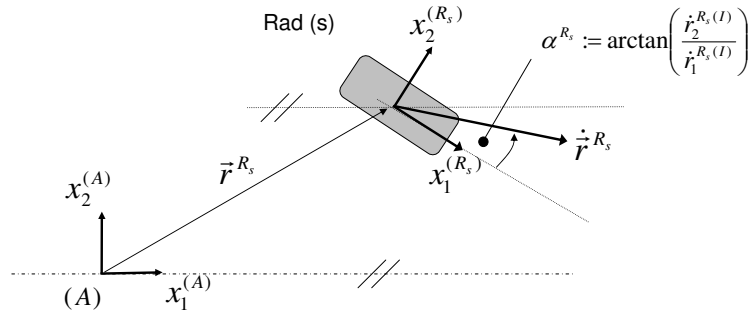


Abb. 3.33: Berechnung des Schräglaufwinkels für das Rad (s)

In den Gl. 3.89 bis 3.92 wird der Vorteil der Darstellung in Komponentenschreibweise bzw. Indexschreibweise besonders deutlich. Die Berechnung des Schräglaufwinkels lässt sich durch einfache Quotientenbildung der Komponenten des Absolutgeschwindigkeitsvektors bestimmen. Die Drehmatrizen helfen hierbei bei der Transformation zwischen den Bezugssystemen.

### 3.8 Reifenmodell

Der Reifen wird in vertikaler  $\vec{e}_3^{(Rs)}$ -Richtung über lineare Feder-Dämpfer-Elemente abgebildet. Im betrachteten Frequenzbereich ist diese Art der Modellbildung gerechtfertigt. Für die Fahrzeuglängs- und Querdynamik wird ein halbempirisches Modell verwendet, welches gemessene Reifenkennfelder durch geeignete mathematische Funktionen approximiert. Das Reifenmodell dient der Berechnung der Kräfte und Momente, welche in der Kontaktzone Reifen/Fahrbahn wirken. Das Kraftgesetz zur Berechnung der resultierenden Reifenkraft  $\vec{R}^s$  besitzt die Form

$$\vec{R}^s = -\mu R_3^s \frac{\dot{\vec{r}}^{Rs}}{|\dot{\vec{r}}^{Rs}|}. \quad (3.93)$$

In Gl. 3.93 steht  $\mu$  für den Reibkoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahn und  $R_3^s$  für die normal zur Fahrbahn wirkende Reifenkraftkomponente. Die Richtung der resultierenden Reifenkraft wird durch den Einheitsvektor  $-\dot{\vec{r}}^{Rs}/|\dot{\vec{r}}^{Rs}|$  beschrieben und ist aufgrund des negativen Vorzeichens entgegen der Richtung des Absolutgeschwindigkeitsvektors des Reifenauflandpunkts gerichtet. Die Reifenkräfte können nur übertragen werden, wenn Schlupf auftritt, d.h. die Beträge von Umfangsgeschwindigkeit und Absolutgeschwindigkeit des Reifenauflandpunkts verschieden sind.

Mit Hilfe der  $\mu$ -Schlupf-Kurve in Bild 3.34 kann in Abhängigkeit vom vorliegenden Reifenschlupf der resultierende Reibwert und durch Produktbildung mit der Radlast die übertragbare Reifenkraft berechnet werden. Für kleine Schlupfwerte folgt ein näherungsweise linearer Anstieg. Die Kurve erreicht den maximalen Reibwert  $\mu_M$  bei dem Schlupfwert  $S_M$  und geht bei dem Schlupfwert  $S_G$  in den Gleitbeiwert  $\mu_G$  über. Im Folgenden wird auf die Schlupfdefinitionen nach Burckhardt [11] für den Längs- und Querschlupf eingegangen. Es ist zu unterscheiden, ob das betrachtete Rad beschleunigt oder abgebremst wird. Für den Fall eines abgebremsten Rades gilt für den Längs- und Querschlupf  $S_1^s$  und  $S_2^s$ :

$$S_1^s = \frac{|\dot{\vec{r}}^{Rs}| - r_{dyn} \Omega_2^{(Ns)} \cos(\alpha^{Rs})}{|\dot{\vec{r}}^{Rs}|}, \quad (3.94)$$

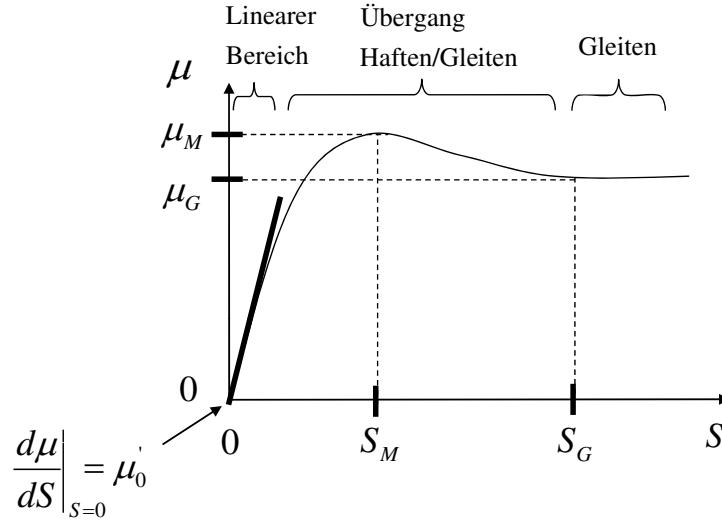


Abb. 3.34: Qualitativer Verlauf einer  $\mu$ -Schlupf-Kurve

$$S_2^s = \frac{r_{dyn} \Omega_2^{(N_s)} \sin(\alpha^{R_s})}{|\dot{r}^{R_s}|}. \quad (3.95)$$

Der Term  $r_{dyn} \Omega_2^{(N_s)}$  entspricht der Radumfangsgeschwindigkeit, wobei  $r_{dyn}$  den dynamischen Reifenhalmmesser und  $\Omega_2^{(N_s)}$  den Betrag der Winkelgeschwindigkeit des Rades darstellen. Für den Fall eines beschleunigten Rades gilt für den Längs- und Querschlupf:

$$S_1^s = \frac{r_{dyn} \Omega_2^{(N_s)} \cos(\alpha^{R_s}) - |\dot{r}^{R_s}|}{r_{dyn} \Omega_2^{(N_s)}}, \quad (3.96)$$

$$S_2^s = \sin(\alpha^{R_s}). \quad (3.97)$$

Nach Berechnung des Längs- und Querschlupfes kann der resultierende Schlupf als geometrische Summe der Einzelschlupfwerte bestimmt werden:

$$S_{res}^s = \sqrt{(S_1^s)^2 + (S_2^s)^2}. \quad (3.98)$$

Die Berechnung des resultierenden Reibwerts erfolgt aus dem resultierenden Schlupf  $S_{res}^s$ . Es werden die charakteristischen Kennwerte der  $\mu$ -Schlupf-Kurve (vgl. Abbildung 3.34) für die Umfangs- und Querrichtung benötigt. Im Einzelnen sind dies die Anfangssteigung

$$\mu'_0 := \left. \frac{d\mu}{dS_{res}^s} \right|_{S_{res}^s=0}, \quad (3.99)$$

die Schlupfwerte bei Erreichen des Kurvenmaximums  $S_M$ , des Gleitbeiwerts  $S_G$  sowie die zugehörigen Reibkoeffizienten  $\mu_M$  und  $\mu_G$ . Die mathematische Beschreibung der  $\mu$ -Schlupf-Kurve erfolgt in [35] abschnittsweise. Zwischen  $0 < S_{res}^s \leq S_M$  wird sie approximiert über

$$\mu(S_{res}^s) = S_M \mu'_0 \frac{\sigma}{1 + \sigma \left[ \frac{S_M}{\mu_M} \mu'_0 - 2 + \sigma \right]}, \quad \text{mit } \sigma = \frac{S_{res}^s}{S_M}. \quad (3.100)$$

Im Bereich  $S_M < S_{res}^s < S_G$  wird die  $\mu$ -Schlupf-Kurve approximiert über

$$\mu(S_{res}^s) = \mu_M - (\mu_M - \mu_G)\sigma^2(2 - 3\sigma), \quad \text{mit} \quad \sigma = \frac{S_{res}^s - S_M}{S_G - S_M}. \quad (3.101)$$

Für Schlupfwerte  $S_{res}^s \geq S_G$  gilt

$$\mu(S_{res}^s) = \mu_G. \quad (3.102)$$

Ein realer Reifen zeigt bei steigender Radlast das Verhalten, dass die Druckverteilung im Reifenlatsch ungleichförmiger wird. Mit zunehmend ungleichförmiger Druckverteilung im Latsch können weniger Reibkräfte zwischen Fahrbahn und Reifen übertragen werden. Dies führt zu einem nichtlinearen Einfluss der Radlast auf die Umfangs- und Seitenkraftkennlinien. In [35] wird beispielsweise bei Verdoppelung der Radlast eine Vergrößerung der resultierenden Horizontalkraft um den Faktor 1.5 angegeben. Dieses degressive Verhalten ist stark abhängig von den Reifenparametern, z.B. Geometrie, Aufbau der Karkasse, Material, etc. Um diesen Einfluss im Reifenmodell zu berücksichtigen, werden die charakteristischen Kennwerte der  $\mu$ -Schlupf-Kurve für die Radlast  $R_{3,KO}^s$  in Konstruktionslage (KO) und die doppelte Radlast  $2R_{3,KO}^s$  angegeben. Um die charakteristischen Kenndaten  $\mu'_0$ ,  $\mu_M$ ,  $\mu_G$  für beliebige Radlasten berechnen zu können, wird ein quadratischer Ansatz gewählt. Im Folgenden werden die charakteristischen Reifenkenndaten mit  $u$  bezeichnet. Aus den Funktionswerten  $u_1 = u(R_{3,KO}^s)$  und  $u_2 = u(2R_{3,KO}^s)$  berechnet sich dann der Funktionswert einer beliebigen Radlast  $u(R_3^s)$  zu

$$u(R_3^s) = \frac{R_3^s}{R_{3,KO}^s} \left[ 2u_1 - \frac{u_2}{2} - \left(u_1 - \frac{u_2}{2}\right) \frac{R_3^s}{R_{3,KO}^s} \right] \quad (3.103)$$

[35]. Auch die Lagen der Schlupfwerte  $S_M$  und  $S_G$  werden als Funktionen der Radlast dargestellt. Die Berechnung erfolgt gemäß der linearen Funktion

$$u(R_3^s) = u_1 + (u_2 - u_1) \left( \frac{R_3^s}{R_{3,KO}^s} - 1 \right) \quad (3.104)$$

[35]. Durch Anwendung der Gleichungen 3.103 und 3.104 erhält man das in Abbildung 3.35 dargestellte degressive Reifenverhalten. Im Bild a) ist sehr gut zu erkennen, dass bei einer Verdopplung der Radlast (Normalkraft) von 5 kN auf 10 kN die vom Reifen übertragbare Kraft nur auf den Wert 7.5 kN zunimmt, d.h. um den Faktor 1.5 ansteigt. Mit steigender Radlast wird im Bild b) auch die Verschiebung der Kraftmaxima zu größeren Schlupfwerten deutlich.

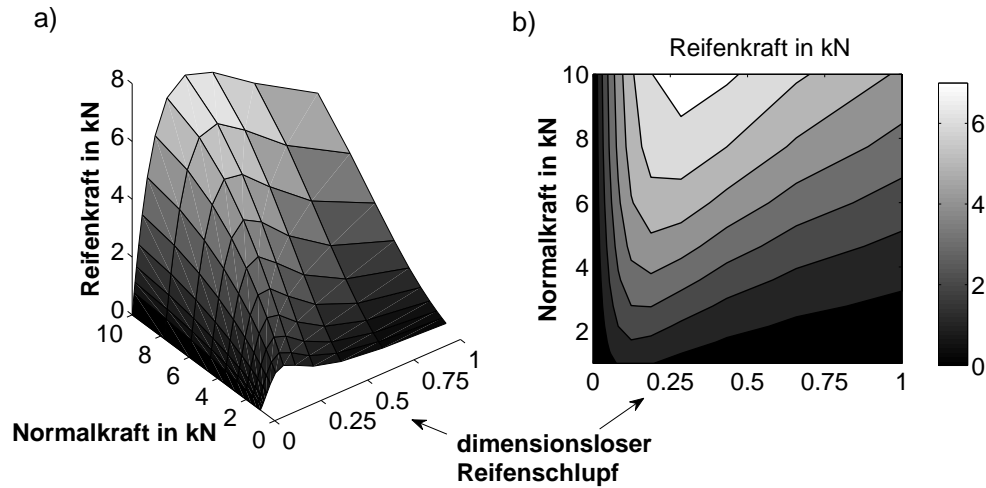
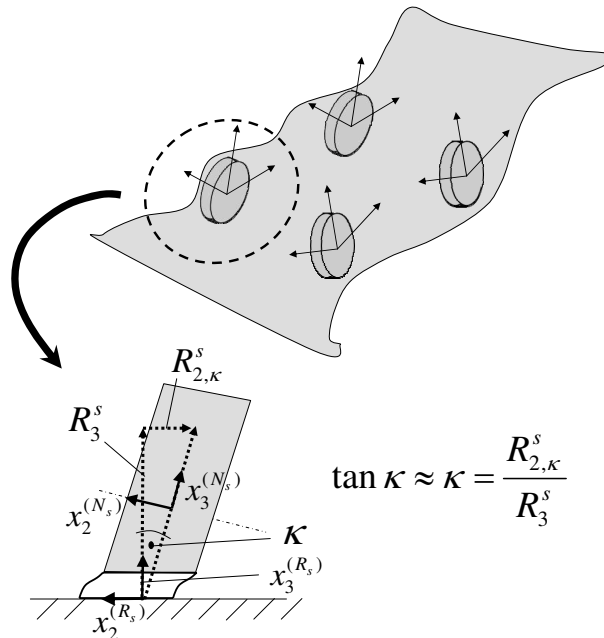


Abb. 3.35: Übertragbare Reifenkraft in Abhängigkeit von Normalkraft und Reifenschlupf dargestellt als a) dreidimensionales Kennfeld und b) Konturplot

Bisher wurde die Reifenkraftentstehung resultierend aus Reifenschlupf bzw. Schräglauf betrachtet. Da die Räder einen Sturzwinkel zur Fahrbahn aufweisen, entstehen hierdurch weitere Seitenkraftanteile. Mit Hilfe von Bild 3.36 lassen sich die Kräfte infolge Reifensturz ableiten. Hier ist der Sturzwinkel  $\kappa$  zwischen der radfesten  $x_3^{(N_s)}$ -Achse und der normal zur Fahrbahn gerichteten  $x_3^{(R_s)}$ -Achse aufgetragen. Es sei angenommen, dass eine gleichmäßige Kraftverteilung im Reifenlatsch herrsche und die Kräfte im Reifenmittelpunkt angreifen.



$$\tan \kappa \approx \kappa = \frac{R_{2,\kappa}^s}{R_3^s}$$

Abb. 3.36: Reifenseitenkraft infolge Sturz



Im reifenfesten Koordinatensystem ergibt sich die Sturzseitenkraft zu

$$R_{2,\kappa}^s = R_3^s \tan(\kappa). \quad (3.105)$$

Die Größe  $\tan(\kappa) \approx \kappa$  kann interpretiert werden als ein Reibkoeffizient  $\mu_\kappa$ , welcher zusammen mit der Radaufstandskraft eine Reifenkraft infolge Sturz erzeugt. Gleichung 3.105 lässt sich umschreiben zu

$$R_{2,\kappa}^s = \mu_\kappa R_3^s. \quad (3.106)$$

Mit Hilfe von Bild 3.37 lässt sich der Einfluss des Reifensturzes auf die  $\mu$ -Schlupf-Kurve zeigen.

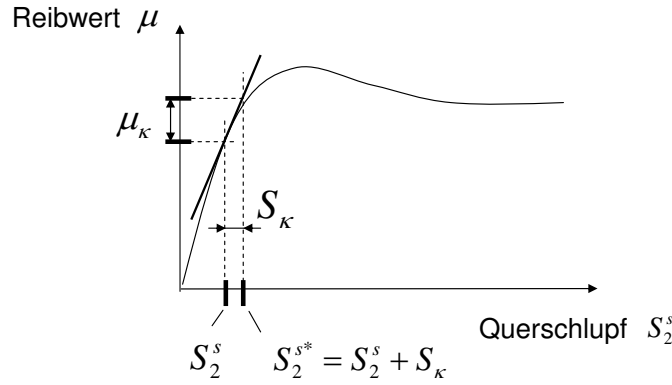


Abb. 3.37: Auswirkungen des Reifensturzes auf die  $\mu$ -Schlupf-Kurve des Reifens in laterale Richtung [35]

Bisher war der Reibkoeffizient  $\mu$  eine Funktion der Radlast  $R_3^s$  sowie des Reifenschlupfs in Reifenlängs- und Querrichtung  $S_1^s$  und  $S_2^s$ . Der hinzukommende Sturzwinkel einfluss wird durch einen modifizierten Querschlupf  $S_2^{s*}$  berücksichtigt [35]:

$$\mu = fn(R_3^s, S_1^s, S_2^{s*}), \quad \text{mit} \quad S_2^{s*} = S_2^s + S_\kappa. \quad (3.107)$$

Für kleine Sturzwinkel  $\kappa \ll 1$  lässt sich eine Taylorentwicklung am Arbeitspunkt  $S_2^s$  durchführen

$$\mu(R_3^s, S_2^s, S_2^{s*}) \approx \mu(R_3^s, S_1^s, S_2^s) + \underbrace{\frac{\partial \mu}{\partial S_2^s} (S_2^{s*} - S_2^s)}_{\mu_\kappa}. \quad (3.108)$$

Der zweite Term in Gleichung 3.108 lässt sich interpretieren als Reibwertanteil  $\mu_\kappa$  infolge Reifensturz (vgl. Abbildung 3.37). Er lässt sich berechnen zu

$$\mu_\kappa = \frac{\partial \mu}{\partial S_2^s} (S_2^{s*} - S_2^s) = \frac{\partial \mu}{\partial S_2^s} S_\kappa. \quad (3.109)$$

Durch Auflösen von Gl. 3.109 nach  $S_\kappa$  erhält man

$$S_\kappa = \frac{\mu_\kappa}{\frac{\partial \mu}{\partial S_2^s}} = \frac{\tan(\kappa)}{\frac{\partial \mu}{\partial S_2^s}} \quad (3.110)$$

und die resultierende Reifenseitenkraft lässt sich mit Hilfe des modifizierten Querschlupfs

$$S_2^{s*} = S_2^s + S_\kappa \quad (3.111)$$

berechnen. Es ist zu beachten, dass Gl. 3.111 nur bis zum Erreichen des maximalen Reibwerts  $\mu_{max}$  Gültigkeit besitzt. Für Schlupfwerte  $S > S_M$  würde der Gradient  $\partial\mu/\partial S_2^s$  in Gl. 3.109 ansonsten negative Werte annehmen und somit nicht dem realen Verhalten entsprechen. In der Simulation wird hierbei angenommen, dass die resultierenden Schlupfwerte nicht über den Wert von  $S_M$  hinausgehen.

Das bisherige Reifenmodell ist geeignet zur Berechnung von stationären Reifenkräften. Sollen mit Hilfe des Modells instationäre Fahrmanöver abgebildet werden, z.B. ein Lenkwinkelsprung, muss die Dynamik des Kraftaufbaus berücksichtigt werden. Für reine Fahrdynamikuntersuchungen kann der Reifen in Reifenumfangsrichtung in guter Näherung als starr angenommen werden. Die Verformungen in Reifenquerrichtung, d.h. in Richtung der  $x_2^{(R_s)}$ -Achse, müssen jedoch berücksichtigt werden. Hierfür wird üblicherweise ein lineares  $PT_1$ -Übertragungsglied verwendet [11]. Über die Differentialgleichung

$$R_2^s + \frac{c_\alpha^s}{c_l^s |\dot{r}^{R_s}|} \dot{R}_2^s = R_{2,stat}^s \quad (3.112)$$

lässt sich der Kraftaufbau der Reifenseitenkraft beschreiben. Hier bedeuten  $c_l^s$  die laterale Reifensteifigkeit,  $c_\alpha^s$  die Reifenschräglaufsteifigkeit,  $|\dot{r}^{R_s}|$  die Absolutgeschwindigkeit des Reifenaufstandspunkts und  $R_{2,stat}^s$  den stationären Wert der lateralen Reifenkraft. Der Quotient  $c_\alpha^s/c_l^s$  wird als Einlauflänge bezeichnet. Er beträgt weniger als 2/3 einer Radumdrehung [11] und lässt sich somit ersetzen durch

$$\frac{c_\alpha^s}{c_l^s} := \frac{4}{3} \pi r_{dyn} \quad (3.113)$$

### 3.9 Mathematische Beschreibung des menschlichen Fahrers

#### 3.9.1 Querdynamischer Fahrerregler

Mit Hilfe eines fahrzeugtechnischen Regelkreises lässt sich das Verhalten des Fahrers auf eine Umgebungsänderung simulieren. Das Blockschaltbild 3.38 zeigt den Regelkreis mit dem Verlauf der Fahrbahn  $\vec{x}_{soll}$  als Eingangsgröße und der Istposition des Fahrzeugs  $\vec{x}_{ist}$  als Ausgangsgröße.

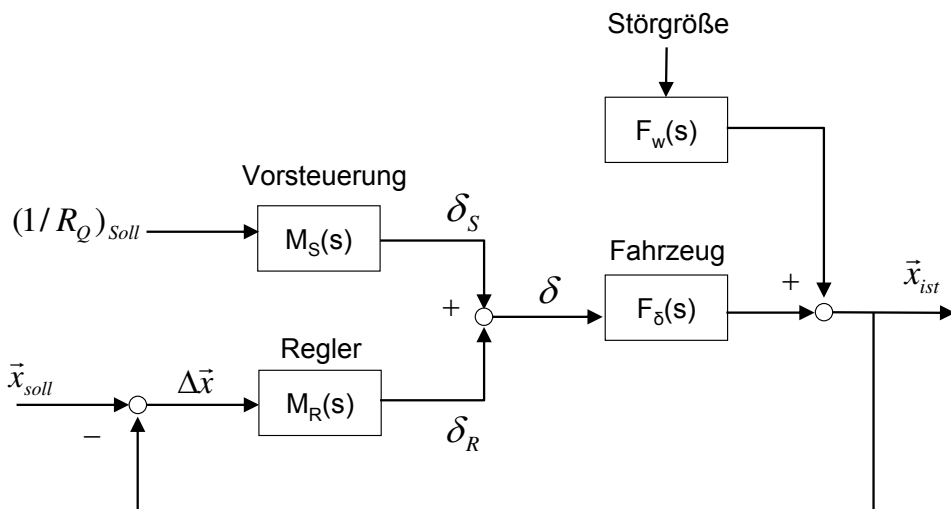


Abb. 3.38: Fahrzeugregelkreis mit Abbildung des menschlichen Fahrers

Die Differenz zwischen Ein- und Ausgangsgröße bildet die Regeldifferenz  $\Delta \vec{x}$ . Die Regeldifferenz dient als Eingangsgröße für den menschlichen Regler mit der Übertragungsfunktion  $M_R(s)$ . Der Regler berechnet hierauf den Regelanteil des Lenkwinkels  $\delta_R$ . Parallel wirkt die Vorsteuerung mit der Übertragungsfunktion  $M_S(s)$ . Diese berechnet anhand der Kurvenkrümmung (Reziproke des Kurvenradius  $R_Q$ ) an einer vor dem Fahrzeug befindlichen Position einen Steueranteil des Lenkwinkels  $\delta_S$ . Beide Lenkwinkel werden zu einem resultierenden Lenkwinkel  $\delta$  überlagert und wirken als Eingangsgröße für die Fahrzeugübertragungsfunktion  $F_\delta(s)$ . Das Fahrzeug ändert hierauf seine Position, wobei zusätzliche Störgrößen mit der Übertragungsfunktion  $F_w(s)$  diesen Kurs stören können.

Für das Übertragungsverhalten des menschlichen Reglers wird die Funktion

$$M_R(s) = \frac{\delta_R(s)}{\Delta x(s)} = V_M \frac{1 + T_D s}{1 + T_I s} \frac{1}{1 + T_n s} e^{-s\tau} \quad (3.114)$$

nach [4] verwendet, mit dem Verstärkungsfaktor  $V_M$  des Menschen, den Zeitkonstanten  $T_I$  und  $T_D$  zur Parametrisierung eines integrierenden und differenzierenden Verhaltens, der neuromuskulären Verzögerung  $T_n$  sowie der Totzeit  $\tau$ . Während sich die Totzeit  $\tau$  und die neuromuskuläre Verzögerung  $T_n$  nur wenig ändern ( $\tau$  etwa 0.14 s bis 0.2 s;  $T_n$  etwa 0.1 s bis 0.2 s), können die übrigen drei Werte  $V_M$ ,  $T_D$  und  $T_I$  erheblich variieren. Die Verstärkung  $V_M$  schwankt von 1 bis 100, die Zeitkonstante  $T_D$  von 0 s bis 5 s und die Zeitkonstante  $T_I$  von 0 s bis 20 s. Welche Werte sich hier einstellen, hängt stark vom Fahrzeug, der Geschwindigkeit und den Witterungsverhältnissen ab.

Bis dato besitzt das mathematische Modell des Fahrers ein rein reagierendes Verhalten, d.h. der Fahrer zeigt nur eine Reaktion, wenn eine Regelabweichung zur Sollbahn vorhanden ist. Für die Abbildung eines vorausschauenden Fahrerverhaltens kommt eine Vorsteuerung nach [17] zum Tragen, siehe Bild 3.38, oben links. Der Lenkwinkel des Steueranteils  $\delta_S$  wird hier über die Differentialgleichung

$$\frac{1}{\vartheta^2} \ddot{\delta}_s + \frac{2\sigma_{id}}{\vartheta_{id}^2} \dot{\delta}_s + \delta_s = l \left[ 1 + \left( \frac{v}{v_{ch}} \right)^2 \right] \left[ \frac{1}{\vartheta_f^2} \frac{d^2}{dt^2} (1/R_Q) + \frac{2\sigma_f}{\vartheta_f^2} \frac{d}{dt} (1/R_Q) + \frac{1}{R_Q} \right], \quad (3.115)$$

mit den Parametern

$$\vartheta_{id}^2 = \frac{c_{\alpha,h} l}{\Theta_{33} + m l_v (l_v + l_Q)}, \quad (3.116)$$

$$2\sigma_{id} = \frac{l_v + l_Q}{v} \vartheta^2, \quad (3.117)$$

$$\vartheta_f^2 = \frac{c_{\alpha,v} c_{\alpha,h} l^2 + m v^2 (c_{\alpha,h} l_h - c_{\alpha,v} l_v)}{\Theta_{33} m v^2}, \quad (3.118)$$

$$2\sigma_f = \frac{m(c_{\alpha,v} l^2 + c_{\alpha,h} l^2) + \Theta_{33}(c_{\alpha,v} c_{\alpha,h})}{\Theta_{33} m v^2}, \quad (3.119)$$

$$v_{ch}^2 = \frac{c_{\alpha,v} c_{\alpha,h} l^2}{m(c_{\alpha,h} l_h - c_{\alpha,v} l_v)} \quad (3.120)$$

beschrieben. Gl. 3.115 stellt eine gewöhnliche Differentialgleichung 2. Ordnung mit veränderlichen Koeffizienten dar. Es bezeichnen  $c_{\alpha,v}$  und  $c_{\alpha,h}$  die Schräglauftiefigkeiten der Reifen an Vorder- bzw.

Hinterachse,  $l$  den Radstand,  $l_v$  und  $l_h$  die Abstände zwischen Aufbauschwerpunkt und Vorder- bzw. Hinterachse,  $l_Q$  die Entfernung zwischen Vorderachse und einem Vorausschau Punkt  $Q$ ,  $\Theta_{33}$  das Massenträgheitsmoment des Aufbaus um die  $\vec{e}_3^{(A)}$ -Achse,  $v := |\dot{\vec{r}}^A|$  den Betrag der Führungsgeschwindigkeit des Fahrzeugs,  $v_{ch}$  die charakteristische Fahrzeuggeschwindigkeit und  $R_Q$  den Kurvenradius im Vorausschau Punkt  $Q$  dar. Die Größen  $\vartheta_{id}$  und  $\vartheta_f$  stellen ungedämpfte Eigenkreisfrequenzen sowie  $\sigma_{id}$  und  $\sigma_f$  Abklingkonstanten dar. In [17] wurden experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung der Vorausschaulänge  $l_Q$  in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit unternommen. Im Geschwindigkeitsbereich 0 m/s bis 10 m/s lässt sich die Vorausschaulänge  $l_Q$  mit der Funktion

$$l_Q(v) = k_0 v, \quad \text{mit} \quad k_0 = 0.2 \text{ s}^{-1} \quad (3.121)$$

und im Geschwindigkeitsbereich 10 m/s bis 28 m/s zu

$$l_Q(v) = k_1 v - k_2, \quad \text{mit} \quad k_1 = 0.8 \text{ s}^{-1} \quad \text{und} \quad k_2 = 6 \text{ m} \quad (3.122)$$

linear interpolieren.

### 3.9.2 Längsdynamischer Fahrerregler

Für eine Abbildung von Fahrmanövern mit instationärem Charakter, hiermit gemeint ist eine veränderliche Fahrzeuggeschwindigkeit, ist eine Erweiterung des Fahrermodells erforderlich. Hierzu wird ein ähnliches Prinzip wie beim vorausschauenden Fahrermodell der Querdynamik eingesetzt. In Abhängigkeit vom Kurvenradius bzw. der Kurvenkrümmung an einem Vorausschau Punkt erfolgt ein Abbremsen bzw. ein Beschleunigen des Fahrzeugs. Das Verfahren basiert auf der Annahme, dass die Vorgänge Abbremsen und Beschleunigen nur auf geraden Streckenabschnitten bei vernachlässigbarer Kurvenkrümmung erfolgen.

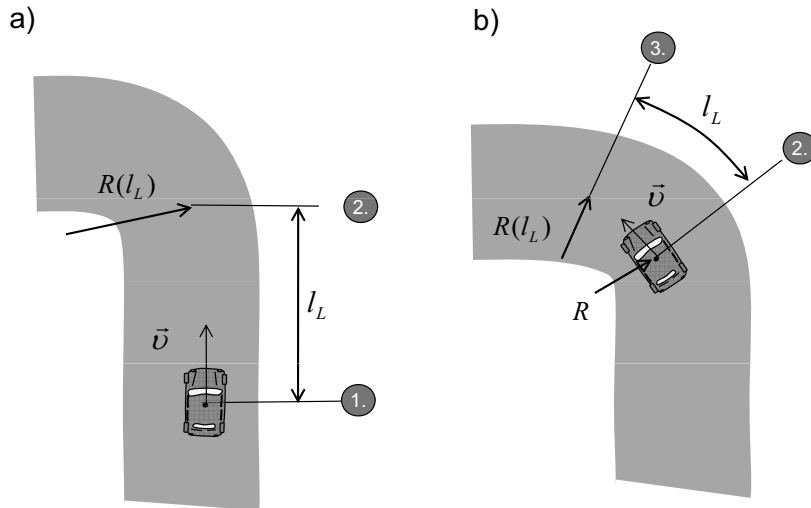


Abb. 3.39: Vorausschaulänge des Fahrers für die Beeinflussung der Längsdynamik beim a) Anbremsen auf eine Kurve und b) Verhalten in der Kurve

Für die Bremsphase von Position (1) nach (2), siehe Bild 3.39 a), wird die Vorausschaulänge  $l_L$  über den Ansatz

$$l_L := \frac{(v_1 - v_2)^2}{2a_l \mu_{max}} \quad (3.123)$$

berechnet. Hierbei wird angenommen, dass das Fahrzeug mit der konstanten Verzögerung  $a_l$  von der Geschwindigkeit  $v_1$  auf die Geschwindigkeit  $v_2$  abgebremst wird. Der im Nenner auftauchende maximale Reibkoeffizient  $\mu_{max}$  zwischen Reifen und Fahrbahn geht hier ebenfalls in die Betrachtung ein. Die Sollgeschwindigkeit ergibt sich in Abhängigkeit der Vorausschaulänge  $l_L$  zu

$$v_{soll}(l_L) := \sqrt{\frac{\mu_{max} a_q}{1/R(l_L)}}. \quad (3.124)$$

Es kennzeichnen  $a_q$  die anzustrebende Querschleunigung in der Kurve und  $1/R(l_L)$  das Reziproke des Kurvenradius, also die Kurvenkrümmung, an der Position  $l_L$ . Befindet sich das Fahrzeug in der Kurve, d.h. gerade an der Position (2), siehe Bild 3.39 b), reduziert sich die Vorausschaulänge auf

$$l_L := \frac{(v_2 - v_3)^2}{2a_l \mu_{max}} \left( 1 - e^{-\frac{k_l}{1/R}} \right). \quad (3.125)$$

In Gl. 3.125 ist zu beachten, dass das Reziproke des momentanen Kurvenradius  $1/R$  eingesetzt werden muss. Weiterhin stellt  $k_l$  einen Skalierungsparameter für die Reduzierung der Vorausschaulänge dar. Dieser wird derart gewählt, dass die Bedingung

$$0 \leq e^{-\frac{k_l}{1/R}} \leq 1 \quad (3.126)$$

stets erfüllt ist. Verringert sich die Kurvenkrümmung bei Verlassen der Kurve, nimmt die Vorausschaulänge wieder größere Werte an. Die Sollgeschwindigkeit in Gl. 3.124 nimmt ebenfalls größere Werte an und der Fahrer beginnt mit der Beschleunigungsphase. Für die Geschwindigkeitsregelung findet ein konventioneller PID-Regler mit den Stellgrößen Antriebs- bzw. Bremsmoment Verwendung, vgl. Bild 3.13.

## 4 Entwurf von Regel-/Steuerstrategien für Luftfederdämpfer

### 4.1 Stand der Forschung zu Fahrdynamikregelsystemen

#### 4.1.1 Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik

Zunächst werden die grundlegenden Zusammenhänge zur Beeinflussung der Fahrdynamik erörtert. In Bild 4.1 sind die gegenseitigen Beeinflussungen von Längs-, Vertikal- und Querdynamik eines Kraftfahrzeugs dargestellt.

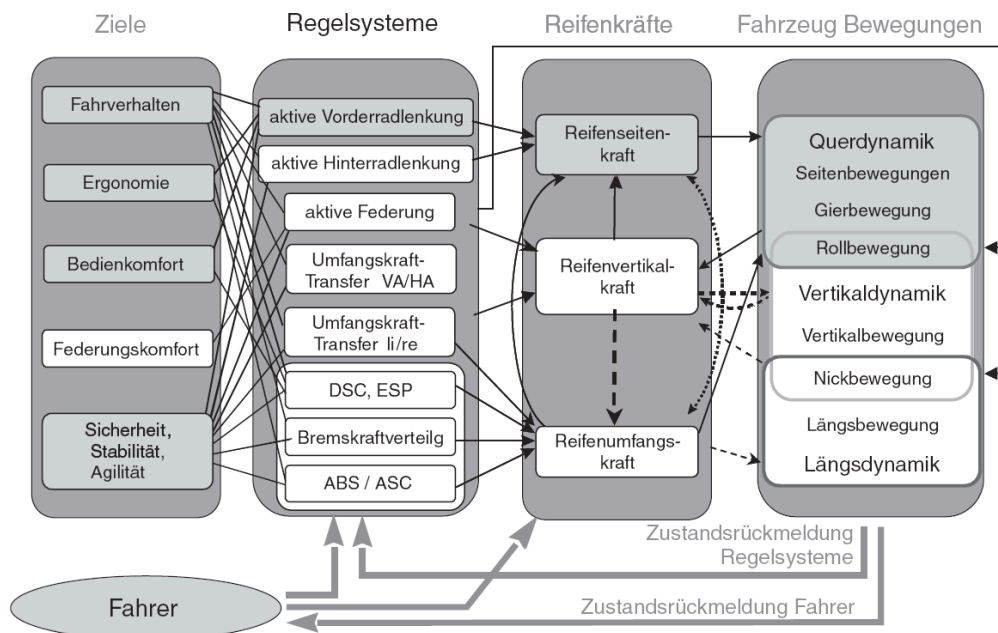


Abb. 4.1: Gegenseitige Beeinflussung von Längs-, Vertikal- und Querdynamik eines Kraftfahrzeugs [3]

In der linken Spalte von Bild 4.1 sind die bei einer Fahrzeugentwicklung zu beachtenden Ziele dargestellt. Diese Ziele lassen sich u.a. mit Hilfe von Regelsystemen, siehe zweite Spalte von links, umsetzen. Im Rahmen dieser Arbeit steht die Beeinflussung der Fahrdynamik, im Speziellen der Größen Agilität, Sicherheit und Komfort im Vordergrund. Wird im Bild die Beeinflussung der Fahrdynamik über die Federung betrachtet (siehe zweite Spalte von links), führt der Pfad über die Reifenvertikalkräfte zu den Reifenseitenkräften und schließlich hin zur Querdynamik (siehe Spalte 3 und 4 von links).

Für den Entwurf von Regel-/Steuerstrategien für LFD ist nun eine Analyse der Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik erforderlich. In Bild 4.2 sind die wesentlichen Fahrzeugkomponenten dargestellt, mit welchen Einfluss auf die Fahrdynamik genommen werden kann. Es handelt sich zum einen um die Arten von konstruktiven Ausführungen, wie sie im Rahmen einer Neuentwicklung einer Fahrzeugplattform festgelegt werden. Beispiele sind Trägheiten und Geometrie des Aufbaukörpers oder die Achsausführung, beschrieben z.B. in [14]. Derartige Größen sind bereits zu einem frühen Zeitpunkt festgelegt bzw. können nur geringfügig verändert werden. Zum anderen sind in Bild 4.2 die

Kraftelemente aufgezeigt, deren Anpassung der Parametrisierung auch zu späteren Entwicklungsstadien möglich ist, z.B. Federbeine und Federbeinlager, Steifigkeiten der Buchsen (Elastokinematik), Stabilisator und Reifen. Die Eigenschaften dieser Komponenten sind z.B. in [10] beschrieben. Hinsichtlich Reibung ist der Fahrzeugentwickler bemüht, die Coulombschen Anteile in allen Komponenten einer Radaufhängung gering zu halten, um ein Verhärten des Fahrwerks (engl. Harshness) – insbesondere bei kleinen Amplituden – zu vermeiden [32].

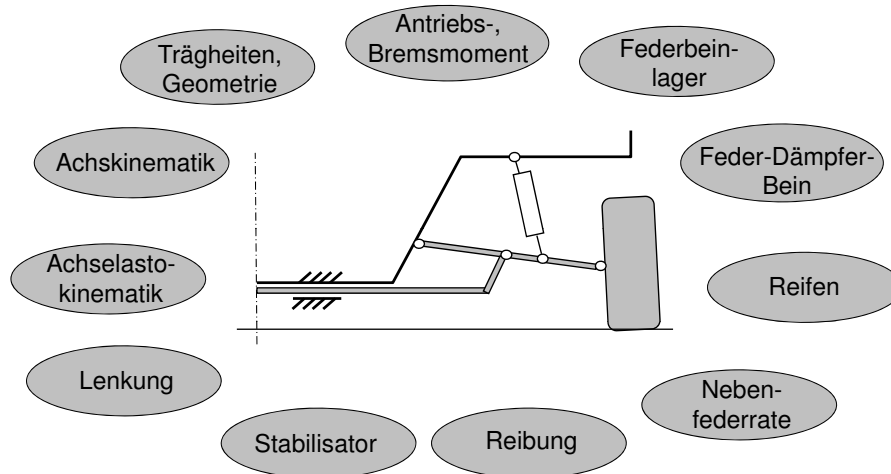


Abb. 4.2: Einflussgrößen auf die Fahrdynamik

Im Rahmen dieser Arbeit stehen nur die Verstellventile innerhalb des Luftfederdämpfers als Stellgrößen für eine Regelung zur Verfügung. Im nächsten Abschnitt sollen zunächst vorhandene Konzepte zur Fahrdynamikbeeinflussung über adaptive, semiaktive und aktive Feder-Dämpfer-Systeme aufgezeigt werden.

#### 4.1.2 Ausgeführte adaptive, semiaktive und aktive Fahrdynamikregelsysteme

In diesem Abschnitt werden die bedeutendsten in Serie befindlichen Fahrdynamikregelsysteme vorgestellt. Die existierenden Regel- bzw. Steuerprinzipien können als Grundlage für den Regel- bzw. Steuerentwurf eines Luftfederdämpfers dienen. Zunächst soll eine Definition der Begriffe adaptives, semiaktives und aktives System vorgenommen werden:

- Unter einem adaptiven System werden Feder- bzw. Dämpferelemente mit variabler Federsteifigkeit bzw. variabler Dämpfung verstanden. Die Änderung der Systemeigenschaften verläuft vergleichsweise langsam, d.h. in größeren Zeitskalen als der typischen Eigenschwingungsdauer des Systems. Es ist eine geringfügige Energiezufuhr für das Justieren eines Stellglieds, z.B. eines Ventils, erforderlich.
- Ein semiaktives System besitzt ebenfalls veränderliche Systemeigenschaften bezüglich Steifigkeit und/oder Dämpfung. Eine Änderung selbiger Eigenschaften benötigt weniger Zeit als die vorliegende Eigenschwingungsdauer des Systems. Wie beim adaptiven System ist eine geringfügige Energiezufuhr erforderlich.

- Aktive Systeme unterscheiden sich von den vorherigen Systemen durch die Möglichkeit des 4-Quadrantenbetriebs, d.h. der Möglichkeit des Stellens von Kräften. Die hierfür benötigte Energiezufuhr ist sehr viel größer als beim adaptiven und semiaktiven System.

### Adaptive und semiaktive Systeme

Die adaptiven und semiaktiven Fahrwerke stellen gegenüber den aktiven Fahrwerken ein geringeres Potential zur Beeinflussung der Fahrdynamik zur Verfügung. Jedoch sind die Anzahl der benötigten Systemeinkomponenten und der Energieverbrauch deutlich geringer. Bild 4.3 zeigt zwei ausgeführte Dämpfersysteme der Fa. ZF Sachs.

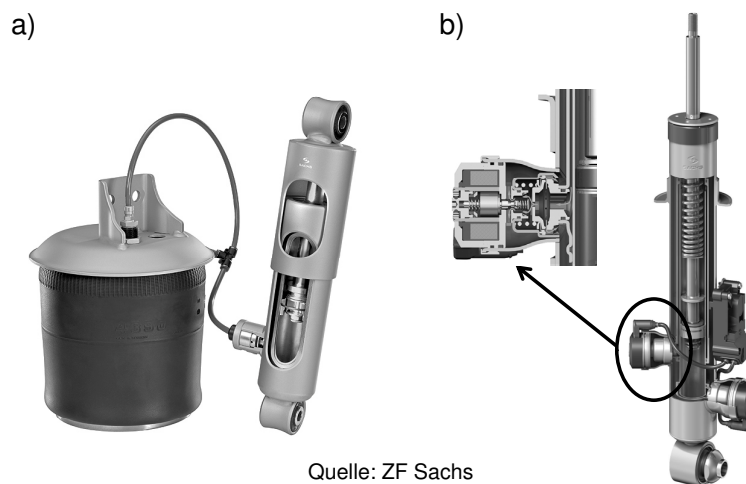


Abb. 4.3: Ausgeführte Systeme eines a) adaptiven PDC-Dämpfers (Pneumatic-Damping-Control) mit Luftfeder und b) eines semiaktiven CDC-Dämpfers (Continuous-Damping-Control)

Im Bild 4.3 a) ist ein adaptiver Dämpfer mit außenliegendem Verstellventil und pneumatischer Schnittstelle zur tragenden Luftfeder dargestellt. In Abhängigkeit der Beladung und somit dem Fülldruck der Luftfeder ändert sich die Charakteristik des Dämpfers. Im unbeladenen Zustand wird aus Komfortgründen eine weiche Dämpferkennung gewählt, wohingegen im beladenen Zustand aus Dynamik- und Sicherheitsgründen die harte Kennung gewählt wird. Hierdurch wird eine von der Beladung unabhängige konstante Resonanzbedämpfung erreicht. Eine Anwendung findet sich vornehmlich im Nfz-Bereich, insbesondere bei Aufliegern.

Bild 4.3 b) zeigt einen kontinuierlich arbeitenden, semiaktiven Dämpfer ebenfalls mit außenliegendem Verstellventil. Auch hier ist eine beladungsabhängige Anpassung der Dämpferkennung möglich. Außerdem wird durch eine Dämpferverstellung zwischen harter und weicher Kennung, neben der Komfortverbesserung, eine deutliche Beeinflussung der Fahrdynamik möglich. Diese wird durch eine anteilige Abstützung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse erreicht. Wie in [38] beschrieben, lassen sich mittels harter Dämpferkennung Verbesserungen im Wankverhalten, eine um bis zu 5% höhere Fahrzeuggeschwindigkeit beim VDA-Spurwechsel und eine um 30% geringere Abweichung zwischen Soll- und Istgierrate des elektronischen Stabilitätsreglers erreichen. Weiterhin lassen sich eine Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens (bis zu 15% Gierratenunterschied) und eine Reduktion der dynamischen Radlastschwankung (bis 5% Unterschied im VDA-Spurwechsel) erreichen. Ein wesentlicher Nachteil des Verstelldämpfers ist jedoch, dass die beschriebene Fahrdynamikbeeinflussung



sung nur bei instationären Fahrmanövern möglich ist. Somit ist der Einfluss auf das Eigenlenkverhalten begrenzt.

Vorteile bietet hier das in Bild 4.4 dargestellte adaptive Luftfedersystem mit Zusatzvolumen, welches auch für stationäre Fahrmanöver eine Steifigkeitsanpassung ermöglicht. Das System besteht zum einen aus einer Luftfeder, welche durch die geometrischen Größen Volumen  $V$ , Tragfläche  $A_T$  und Verdrängerfläche  $A$  und dem Fülldruck  $p_0$  in Konstruktionslage charakterisiert wird. Über ein Verstellventil lässt sich ein Zusatzvolumen  $V_z$  zu- oder abschalten und somit Steifigkeit und Dämpfung beeinflussen.

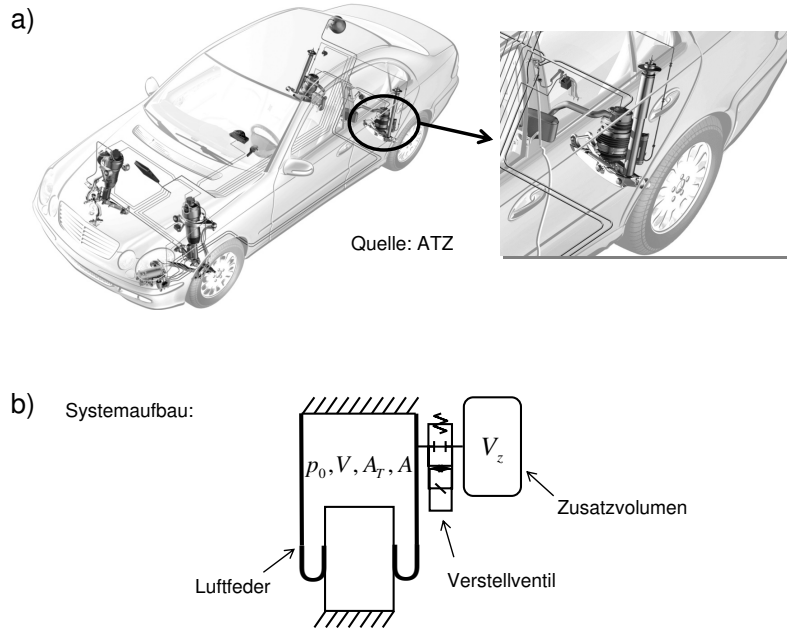


Abb. 4.4: Adaptive System bestehend aus Luftfeder mit schaltbarem Zusatzvolumen dargestellt als Applikation in einer Daimler E-Klasse und b) prinzipieller Systemaufbau

In Analogie zur Theorie des Luftfederdämpfers, vgl. Kapitel 2, lässt sich für das gezeigte Luftfedersystem eine Abstimmfrequenz  $f_0$  bestimmen. Für Anregungsfrequenzen  $f_\gamma < f < f_0$  bei geöffnetem Ventil ergibt sich für eine zylindrische Abrollkolbenkontur mit  $dA_T/dz = 0$  die untere adiabate Grenzsteifigkeit  $c_0$  zu

$$c_0 = \gamma p_0 \frac{AA_T}{V + V_z}, \quad \text{für } f_\gamma < f < f_0. \quad (4.1)$$

Für Anregungsfrequenzen  $f \gg f_0$  bzw. bei geschlossenem Ventil findet kein Massenaustausch zwischen den Volumina mehr statt. Luftfeder und Zusatzvolumen sind physikalisch voneinander getrennt, sodass das dynamische Verhalten allein von der Luftfeder bestimmt wird. Als obere Steifigkeit  $c_1$  ergibt sich für kleine Anregungen und zylindrischen Abrollkolben

$$c_1 = \gamma p_0 \frac{AA_T}{V}, \quad \text{für } f \gg f_0. \quad (4.2)$$

Das erreichbare Steifigkeitsverhältnis  $c_1/c_0$  einer Luftfeder mit Zusatzvolumen lautet

$$c_1/c_0 = \frac{V + V_z}{V} \quad (4.3)$$

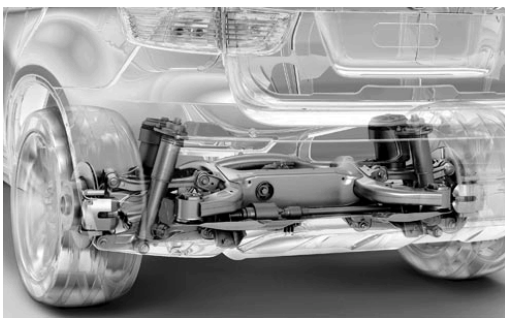
und hängt somit allein vom Verhältnis der Volumina ab. Das Fahrzeug lässt sich wahlweise zwischen betont sportlich (hohe Federsteifigkeit) und komfortabel (geringe Federsteifigkeit) abstimmen. Eine Beeinflussung der Fahrdynamik ist möglich, indem eine Aufteilung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse vorgenommen wird. Hiermit lässt sich eine tendenzielle Verschiebung des Fahrverhaltens zwischen Untersteuern und agil erreichen.

### Aktive Systeme

Hinsichtlich der Beeinflussung des Fahrverhaltens wird bei den aktiven Systemen unterschieden in Fahrdynamiksysteme und Stabilitätssysteme. Die Anforderungen an diese Systeme sind grundlegend unterschiedlich. Mit einem Fahrdynamiksystem wird die Absicht verfolgt die Agilität eines Fahrzeugs positiv zu beeinflussen. Grundlegendes Ziel hierbei ist es, sofern die Stabilität des Fahrzustands gewährleistet ist, das Eigenlenkverhalten in Richtung neutral bzw. agil abzustimmen. Ein Stabilitätssystem hingegen verfolgt die Absicht, die Kontrolle über das Fahrzeug im Grenzbereich aufrecht zu erhalten. Im Folgenden werden die am verbreitetsten aktiven Fahrdynamik- und Stabilitätssysteme vorgestellt.

In Bild 4.5 a) ist ein ausgeführtes System eines aktiven Wankstabilisators dargestellt. Das dargestellte System besteht aus einem geteilten Drehstab mit mittig angeordnetem Aktor. Der Aktor kann servohydraulisch oder elektromechanisch betrieben werden und leitet ein gegenseitig wirkendes Drehmoment in die Stabilisatorhälften ein. Dieses Drehmoment ist in der Lage das Wankmoment des Aufbaus und somit den Wankwinkel zu kompensieren. In Bild 4.5 b) ist das Schnittbild eines zugehörigen servohydraulischen Aktors dargestellt.

a)



Quelle: BMW

b)



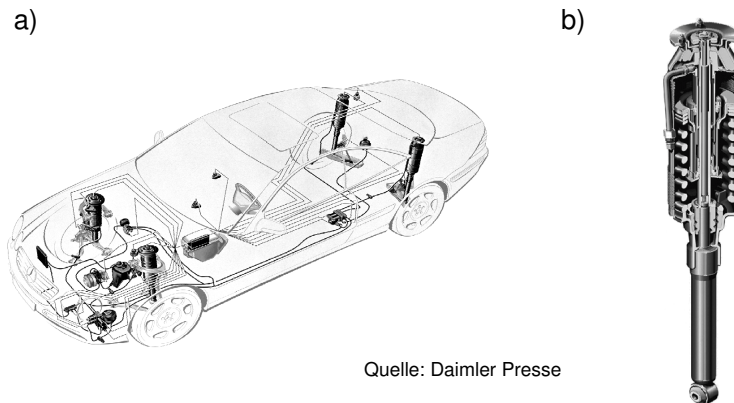
Quelle: ZF

Abb. 4.5: Ausgeführtes System eines aktiven Wankstabilisators dargestellt als Applikation in einem BMW X6 und  
b) Darstellung des Aktors

Das gezeigte System erlaubt einen Ausgleich bzw. eine Minimierung der Wankbewegungen auch im stationären Fall. Auch lässt sich eine Anpassung des Eigenlenkverhaltens zwischen Untersteuern (Wankmomentabstützung Vorderachse groß) und agil (Wankmomentabstützung Hinterachse groß) sowohl bei instationären als auch bei stationären Fahrmanövern vornehmen.

Ein ebenfalls aktives, hydraulisches Fahrwerk zeigt Bild 4.6 a). Über Hydraulikzylinder können radselektiv Eingriffe in die Dynamik von Aufbau- und Radkörper vorgenommen werden. Mit Hilfe der servohydraulischen Kraftelemente, ausgeführt als doppelwirkende Hydraulikzylinder, siehe Bild 4.6 b), besteht die Möglichkeit beliebige Weg-Kraft- und Geschwindigkeits-Kraft-Verläufe zu realisieren

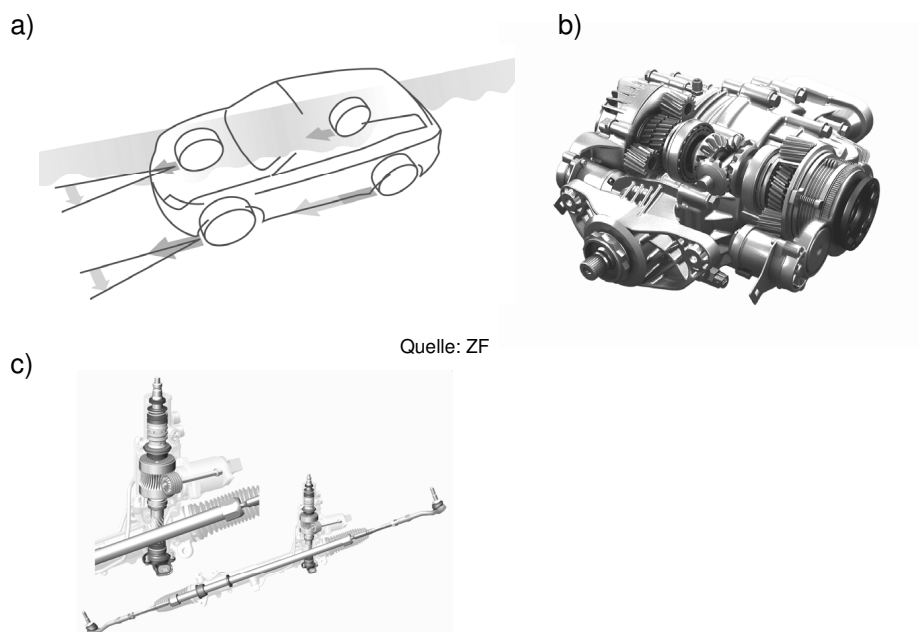
[42]. Hierdurch lassen sich je nach Fahrsituation die Schwingungen von Aufbaukörper (Komfortregelung) bzw. Radkörper (Minimierung der Radlastschwankung) deutlich reduzieren. Ein gänzlicher Wank- bzw. Nickausgleich des Aufbaukörpers lässt somit auch eine signifikante Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens zu.



Quelle: Daimler Presse

Abb. 4.6: Ausgeführtes System eines aktiven Fahrwerks mit der Bezeichnung Active-Body-Control dargestellt als Applikation in einem Daimler CI und b) Darstellung des hydraulischen Aktors

Zwei weitere Systeme zur Fahrdynamikbeeinflussung stellen das Torque-Vectoring und die Aktivlenkung dar. Unter Torque-Vectoring wird die Aufteilung des Antriebsmoments zwischen den Rädern einer Achse verstanden. Aus den unterschiedlich übertragenen Antriebskräften lässt sich gezielt ein Giermoment erzeugen. Die Aktivlenkung erzeugt einen zusätzlichen Lenkwinkel, welcher den Rädern der Vorder- und/oder Hinterachse aufgeprägt wird. In Bild 4.7 a) sind die Auswirkungen beider Systeme auf die Fahrdynamik mit Aktivlenkung an der Vorderachse und Torque-Vectoring an beiden Achsen dargestellt. Im Bild b) und c) sind ausgeführte Komponenten beider Systeme erkennbar.



Quelle: ZF

Abb. 4.7: a) Prinzipdarstellung zur Beeinflussung der Fahrdynamik über Torque-Vectoring und Aktivlenkung sowie Darstellung der zugehörigen ausgeführten Systeme in b) und c)

Eine elektronische Stabilitätsregelung ist in Bild 4.8 dargestellt. Dieses System basiert auf einer radselektiven Bremsmomentvorgabe zur Erzeugung eines Giermoments, welches einem Schleudervorgang entgegen wirkt. Ein Regler berechnet aus den geschätzten bzw. gemessenen Größen Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkwinkel eine Giersollrate und vergleicht diese mit dem Istwert der Gierrate. Über eine radselektive Schlupfregelung wird der Bremsdruck an den einzelnen Rädern derart angepasst, dass die entstehenden Bremsmomente bzw. Bremskräfte ein Fahrzeuggiermoment erzeugen, welches die Gierrate gezielt an den berechneten Sollwert angleicht.

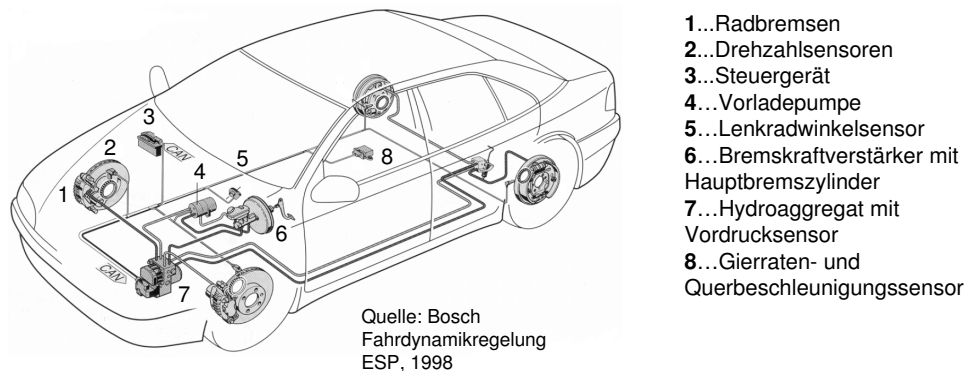


Abb. 4.8: Ausgeführtes System der elektronischen Stabilitätsregelung ESP

#### 4.1.3 Übertragung auf den Luftfederdämpfer

Wie in den vorherigen Abschnitten beschrieben, sind konstruktive Größen zu frühen Entwicklungszeitpunkten festgelegt. Eine Beeinflussung der Fahrdynamik über eine Änderung des Übertragungsverhaltens von Kraftelementen ist jedoch auch zu späteren Zeitpunkten möglich. Mit dem LFD steht hierfür ein semiaktives Kraftelement zur Verfügung, mit welchem – bei geringer Energiezufuhr für ein Verstellventil – die Größen der dynamischen Steifigkeit und Dämpfung und somit auch die Hubfederate angepasst werden können. Durch Änderung der Hubfederrate lässt sich auf die Vertikaldynamik (Fahrkomfort) als auch die Querdynamik des Fahrzeugs (Fahrdynamik) Einfluss nehmen.

Die Änderung der Hubfederrate der Federbeine lässt keine direkte Beeinflussung der Fahrdynamik zu. Das Bindeglied zwischen Vertikal- und Querdynamik, der Reifen, muss hierzu einbezogen werden. Dabei wird der nichtlineare, degressive Zusammenhang zwischen vertikaler Reifenaufstandskraft und resultierender Reifenhorizontalkraft, beschrieben z.B. in [10] und [11], ausgenutzt. Bild 4.9 verdeutlicht das allgemeine Prinzip.

Durch die anteilige Abstützung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse lässt sich das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs zwischen Untersteuern und Übersteuern abstimmen. Ein Anstieg der dynamischen Wanksteifigkeit einer Achse wird durch eine Verkleinerung der Ventilblendenflächen  $A_b$  an den LFD der jeweiligen Achse erreicht. Entsprechend lässt sich eine Abnahme der dynamischen Wanksteifigkeit durch Vergrößerung der Ventilblendenflächen erreichen. Der physikalische Zusammenhang zur Fahrdynamik lässt sich anhand der degressiven Reifenkennlinie in Bild 4.9 rechts erklären. Liegt an einer Achse eine gegenüber der anderen Achse erhöhte Wanksteifigkeit vor, resultiert eine entsprechend größere Radlastdifferenz an dieser Achse. Aufgrund des degressiven Verlaufs der

$\hat{c}_{HA}$  groß    $\hat{c}_{VA}$  klein    $\Longrightarrow$    Radlastdifferenz HA groß    $\Longrightarrow$    Übersteuern  
 $\hat{c}_{HA}$  klein    $\hat{c}_{VA}$  groß    $\Longrightarrow$    Radlastdifferenz VA groß    $\Longrightarrow$    Untersteuern

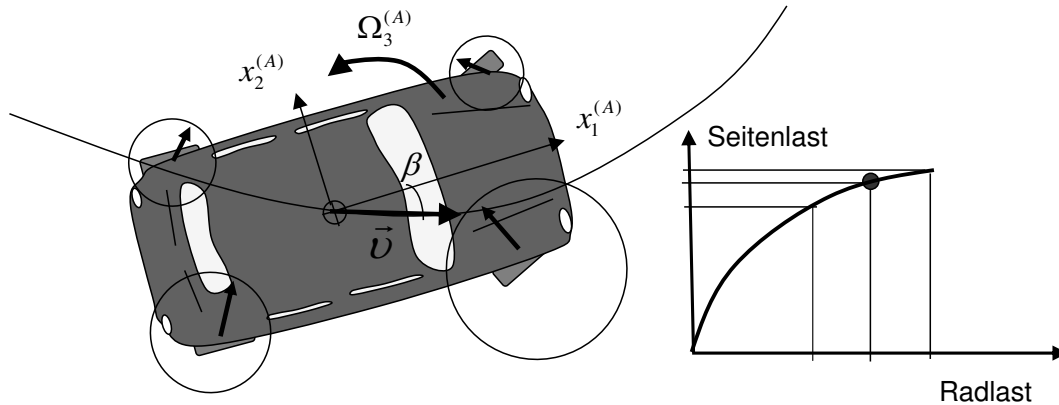


Abb. 4.9: Prinzipbild zur Beeinflussung der Fahrdynamik über LFD mit den Wanksteifigkeiten  $\hat{c}_{VA}$  und  $\hat{c}_{HA}$  an Vorder- und Hinterachse

Reifenkennlinie ist die Zunahme der übertragbaren Reifenkraft am kurvenäußeren Rad geringer, als die Abnahme am kurveninneren Rad. Die Achse mit der größeren Radlastdifferenz verliert in Summe an Seitenführung und es stellt sich ein geändertes Eigenlenkverhalten ein.

## 4.2 Fahrdynamikregelung über Luftfederdämpfer

### 4.2.1 Ziele und Anforderungen an die LFD-Regelung

Grundlegendes Ziel der vorliegenden Untersuchungen ist eine Verbesserung der Fahrdynamik unter Beachtung von Sicherheit und Komfort. Innerhalb dieser Arbeit wird unter einer Verbesserung der Fahrdynamik verstanden, wenn sich ein bestimmtes Fahrmanöver mit

- geringerer Regelabweichung zur Sollbahn,
- geringerem Lenkwinkelbedarf,
- höherer maximaler Manövergeschwindigkeit

fahren lässt. Durch das schaltbare Verhalten eines LFD besteht die Möglichkeit das Fahrzeug situationsabhängig zu einem agilerem oder stabilerem Fahrverhalten abzustimmen.

Um den Abstimmungskonflikt zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort mildern zu können, ist ein modularer Aufbau des LFD-Reglers erforderlich. Bei Geradeausfahrt bzw. geringer Querbeschleunigung ist der Komfort an oberster Priorität und eine entsprechende Komfortregelung (*Komfortmodul*), beschrieben z.B. in [15], [40], ist vonnöten. Wird der Schwellwert einer Querbeschleunigung überschritten, wird auf eine Fahrdynamikregelung (*Dynamikmodul*) umgeschaltet. Für sicherheitsrelevante Fahrmanöver, z.B. bei starken Radanregungen unter Kurvenfahrt, ist eine Reduktion der dynamischen

Radlastschwankungen erforderlich (*Sicherheitsmodul*). Hierbei ist die Radeigenfrequenz entsprechend stark zu bedämpfen. Dies lässt sich erreichen, indem die Abstimmfrequenz des LFD, d.h. das Dämpfungsmaximum, über die Ventilblendenfläche gerade auf die Radeigenfrequenz eingestellt wird. In [19] und [34] sind die Auswirkungen einer dynamischen Radlastschwankung auf die Längsdynamik eines Kraftfahrzeugs beschrieben. Auf eine Änderung der Radlast folgt der Aufbau von Reifenhorizontalkräften mit einem zeitlichen Versatz, wodurch die im zeitlichen Mittel übertragbaren Reifenkräfte abnehmen. Um dieser Abnahme entgegen wirken zu können, ist eine wirksame Bedämpfung der Radeigenfrequenz erforderlich [34]. Bei Vernachlässigung der Achsübersetzung berechnet sich die Radeigenfrequenz  $f_R$  eines Fahrzeugs zu

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{dyn} + c_v}{m^{Ns}}}, \quad (4.4)$$

mit der Steifigkeit des Federbeins  $c_{dyn}$ , der vertikalen Reifensteifigkeit  $c_v$  und der ungefederten Radmasse  $m^{Ns}$ . Entscheidend für die Radeigenfrequenz ist im vorliegenden Fall die dynamische Steifigkeit des LFD. Wird für die untere adiabate Grenzsteifigkeit  $c_0$  des Federbeins ein Zahlenwert von 20 N/mm angenommen, ergibt sich für die obere Grenzsteifigkeit 400 N/mm, sofern die maximale Spreizung eines 2-Raum-LFD von Faktor 20 zugrunde gelegt wird. Mit einer angenommenen reifengefederten Radmasse von  $m^{Ns} = 50$  kg und einer vertikalen Reifenfedersteifigkeit von  $c_v = 200$  N/mm ergibt sich ein Bereich der Radeigenfrequenz von  $f_R = 10.5 \dots 17.4$  Hz. Folglich muss das Ziel sein, die Abstimmfrequenz  $f_0$  des LFD und somit das frequenzabhängige Dämpfungsmaximum auf den Eigenfrequenzbereich des Rads zu legen, sofern eine starke Fahrbahnanregung vorliegt. In Gl. 2.10 wurde gezeigt, dass sich die Abstimmfrequenz  $f_0$  proportional zu

$$f_0 \sim \sqrt{\gamma R T_0} \frac{A_b}{V} f_n \left( \frac{V}{\hat{z} A} \right) \quad (4.5)$$

verhält. Mit Hilfe von Gl. 4.5 lässt sich – durch Anpassung der Ventilblendenfläche  $A_b$  – die Abstimmfrequenz gezielt auf die Eigenfrequenz des Rads verschieben. In diesem Zusammenhang konnte in Bild 2.5 bereits gezeigt werden, dass bei einem annähernd geschlossenen Verstellventil die Abstimmfrequenz zwischen  $f_0 = 1..2$  Hz und bei einem vollständig geöffneten Verstellventil zwischen  $f_0 = 10..20$  Hz liegt. Folglich lässt sich eine bestmögliche Bedämpfung der Radeigenfrequenz bei geöffnetem Ventil erreichen.

#### 4.2.2 Prinzip der verwendeten Fahrdynamikregelung

Das Regelmodul für Fahrdynamik hat die Aufgabe das Fahrzeug in Abhängigkeit der Fahrsituation zu einem agilen bzw. sofern erforderlich zu einem stabilisierenden Verhalten abzustimmen. Die Entscheidung, zu welchem Zeitpunkt die LFD-Ventile geschaltet werden, übernimmt der zugehörige Fahrdynamikregler. Mit Bild 4.10 lässt sich die Beeinflussung der Fahrdynamik auf Gesamtfahrzeugebene betrachten.



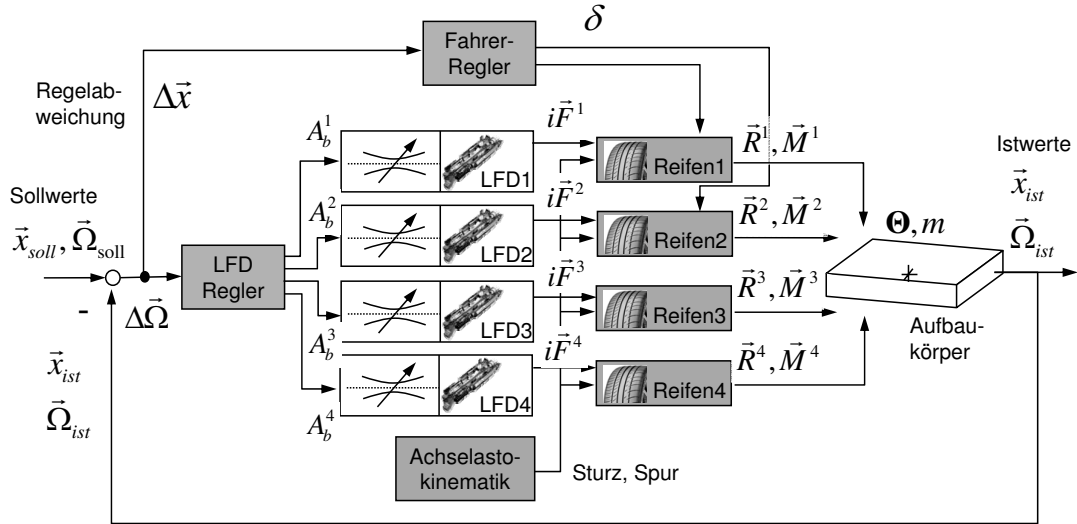


Abb. 4.10: Prinzipbild zur Beeinflussung der Fahrdynamik über LFD

Es sind zwei Regelkreise für den Fahrer und den LFD-Regler dargestellt. Als Eingangsgrößen erhält der Fahrerregler den Vektor der Regelabweichung

$$\Delta \vec{x} = \vec{x}_{soll} - \vec{x}_{ist} \quad (4.6)$$

und der LFD-Regler den Vektor der Winkelgeschwindigkeitsabweichung

$$\Delta \vec{\Omega} = \vec{\Omega}_{soll} - \vec{\Omega}_{ist}. \quad (4.7)$$

Es kennzeichnen  $\vec{x}_{soll}$  den Vektor der Sollbahn und  $\vec{x}_{ist}$  den Vektor der gefahrenen Istbahn. Analog wird für die Winkelgeschwindigkeit der Sollwert mit  $\vec{\Omega}_{soll}$  und der Istwert mit  $\vec{\Omega}_{ist}$  bezeichnet. Die Sollbahn wird durch den Verlauf der Fahrbahn, z.B. in Form einer mathematischen Funktion, vorgegeben. Die Istbahn wird durch numerische Lösung der Bewegungsgleichung des Fahrzeugmodells ermittelt. Bei Closed-Loop-Fahrversuchen berechnet das Modell des Fahrerreglers anhand der Regelabweichung einen Lenkwinkel  $\delta$ , welcher auf die Räder der Vorderachse aufgeprägt wird. Unterstützend greift der LFD-Regler ein und entscheidet in Abhängigkeit der Fahrsituation, welches Eigenlenkverhalten untersteuernd, agil oder neutral eingestellt wird. Der LFD-Regler gibt eine flächenproportionale Steuerspannung an die Elektronik der Verstellventile und eine Ventillfläche  $A_b^s$  stellt sich am Rad  $s$  ein. Je nach Abstimmung resultieren hieraus achsspezifische Radlastdifferenzen und ein geändertes Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs.

Zur Veranschaulichung der prinzipiellen Funktion des LFD-Reglers ist in Bild 4.11 ein Fahrzeug während eines Spurwechselmanövers dargestellt. Im Bild ist die zeitabhängige gezielte Abstützung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse dargestellt. Die vorherrschenden Radlasten sind in Form von Kreisen dargestellt, wobei sich die Radlast proportional zum Kreisradius verhält. Zu Manöverbeginn wird das Fahrzeug agil abgestimmt. Eine agile Abstimmung, d.h. in Richtung Übersteuern, wird erreicht, indem große Ventillflächen an den LFD der Vorderachse und kleine Ventillflächen an den LFD der Hinterachse eingestellt werden. In der zweiten Phase besteht die Möglichkeit das Fahrverhalten in Richtung Untersteuern zu korrigieren, d.h. das Fahrverhalten zu stabilisieren. Eine Stabilisierung wird erreicht, indem die LFD-Ventillflächen der Vorderachse verkleinert und die der Hinterachse

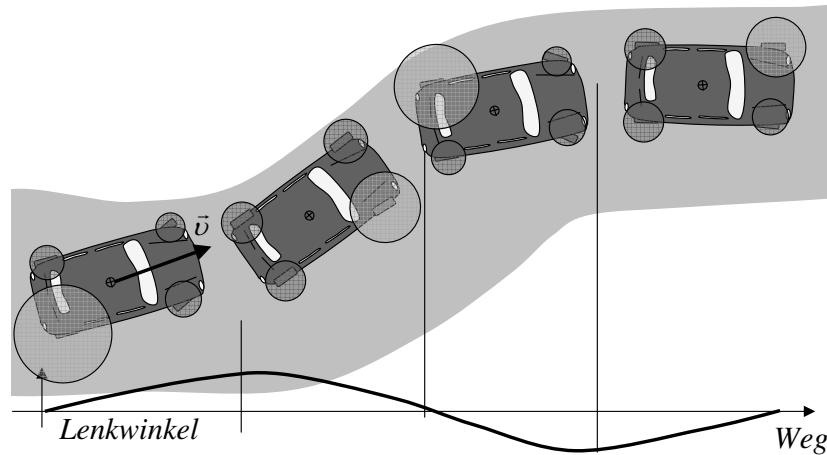


Abb. 4.11: Fahrzeug beim passieren eines Spurwechsels mit gezielter Abstützung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse (qualitative Darstellung)

vergrößert werden. Dieser Umschaltvorgang ist erforderlich, wenn ein definiertes Stabilitätskriterium verletzt wird. Im dritten Manöverabschnitt, d.h. im Bereich des Wendepunkts der Sollbahn, wird erneut ein agiles Fahrverhalten wie zu Manöverbeginn eingestellt. Zu Manöverende besteht die erneute Möglichkeit das Fahrverhalten zu stabilisieren, indem die untersteuernde LFD-Einstellung vorgenommen wird. Im Folgenden werden drei Algorithmen von Fahrdynamikreglern vorgestellt, welche das diskutierte Prinzip mit Hilfe mathematischer Modelle umsetzen.

#### 4.2.3 Agil-Stabil-Regler

Das Agil-Stabil-Prinzip lässt sich in die Gruppe der Regelungen einordnen, da zu jedem Zeitpunkt ein Vergleich zwischen der gemessenen Gierrate und einer geschwindigkeitsabhängigen Sollgierrate, im folgenden als kritische Gierrate bezeichnet, vorgenommen wird. Dieses Regelprinzip basiert auf einer agilen Grundausslegung. Ein agiles Fahrverhalten wird durch eine hohe dynamische Wanksteifigkeit bzw. eine große Radlastdifferenz an der Hinterachse erreicht. Bei Verletzung eines Stabilitätskriteriums erfolgt eine Korrektur in Richtung Untersteuern. Hierfür wird die Wanksteifigkeit der Vorderachse erhöht und die Wanksteifigkeit der Hinterachse verringert. Zur Erkennung der Stabilität vergleicht der Regler die gemessene Gierrate mit einer kritischen Gierrate. Zur Veranschaulichung des Regelprinzips diene Bild 4.12. In der Abbildung ist die Gierrate über der Fahrzeuggeschwindigkeit dargestellt. Der grau hervorgehobene Bereich markiert den Fahrzustand, wo eine agile Abstimmung vorliegt. Die untere Hyperbel, gekennzeichnet als kritische Gierrate, beschreibt den Übergang in den zu stabilisierenden Bereich. Bei Überschreitung selbiger wird eine untersteuernde Abstimmung erforderlich. Als obere Hyperbel ist der Übergang in den Grenzbereich, d.h. der Übergang in den Wirkungsbereich einer elektronischen Stabilitätsregelung, eingezeichnet. Für die Berechnung der kritischen Gierrate werden die allgemeinen Beziehungen für die Querbewegung  $a_q$

$$a_q = \frac{v^2}{R} \quad (4.8)$$



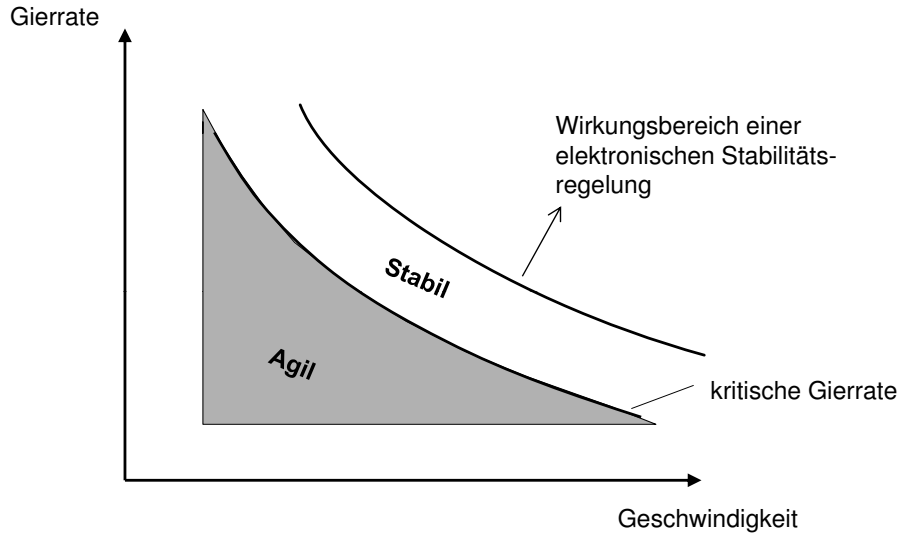


Abb. 4.12: Arbeitsbereich des Agil-Stabil-Reglers im Gierraten-Geschwindigkeits-Schaubild

und den Kurvenradius  $R$

$$R = \frac{v}{\Omega_3 + \dot{\beta}} \quad (4.9)$$

herangezogen, mit der zur Bahnkurve tangentialen Führungsgeschwindigkeit  $v$  des Fahrzeugs, der Gierrate  $\Omega_3$  (Drehrate um die  $x_3$ -Achse des aufbaufesten Koordinatensystems; der hochgestellte Index A zur Kennzeichnung des Aufbaukörpers wird der Einfachheit halber weggelassen) und der Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\beta}$ . Durch Einsetzen von Gl. 4.9 in 4.8 und Ersetzen von  $a_q$  durch  $k\mu_{max}g$ , lässt sich für die kritische Gierrate die Beziehung

$$\Omega_{3,krit} = \frac{k\mu_{max}g}{v} \quad (4.10)$$

finden. Es kennzeichnen  $k = 0...1$  die Empfindlichkeit des Reglers und  $\mu_{max}$  den maximalen Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn. Weiter wird davon ausgegangen, dass die zeitliche Änderung des Schwimmwinkels gering ist, d.h.  $\dot{\beta} \ll a_q/v$  gilt. Diese Annahme macht die Erfordernis einer Schwimmwinkelregelung, welche z.B. für eine elektronische Stabilitätsregelung benötigt wird [36], nicht erforderlich.

Ein wesentlicher Vorteil des Agil-Stabil-Regelprinzips stellt der geringe hardware- und softwareseitige Applikationsaufwand dar. Die Sensorik einer elektronischen Stabilitätsregelung kann übernommen werden bzw. als Basis dienen.

#### 4.2.4 Giersollratenregler

Dieses Prinzip verwendet die von einem elektronischen Stabilitätsregler (z.B. ESP) berechnete Gierrate als Sollwert [36]. Mit Hilfe des linearen Einspurmodells lässt sich zeigen, dass für die Gierrate im stationären Zustand gilt

$$\Omega_3 = \frac{v\delta}{l(1 + v^2/v_{ch}^2)} \stackrel{!}{=} \Omega_{3,soll}, \quad (4.11)$$

mit dem radseitigen Lenkwinkel  $\delta$ , dem Radstand  $l$  und der charakteristischen Geschwindigkeit des Fahrzeugs  $v_{ch}$ . Die Gierrate aus Gl. 4.11 wird als Sollgröße für die LFD-Regelung verwendet. Liegt die momentane Gierrate unter der Sollgröße wird ein agiles Fahrverhalten gefordert. Hierbei wird eine große Wanksteifigkeit an der Hinterachse eingestellt. Umgekehrt wird ein stabilisierendes Fahrverhalten gefordert, wenn die momentane Gierrate über der Sollgröße liegt. Hierbei wird eine große Wanksteifigkeit an der Vorderachse eingestellt.

Wie beim Agil-Stabil-Regler weist der Giersollratenregler den Vorteil auf, dass die Sensorik einer elektronischen Stabilitätsregelung übernommen werden kann. Einen zusätzlichen Vorteil stellt die Tatsache dar, dass auch der Regelalgorithmus der Stabilitätsregelung als Grundlage verwendet werden kann.

#### 4.2.5 Krümmungsregler

Der Krümmungsregler basiert auf einem Vergleich zwischen der durch den Verlauf der Fahrbahn vorgegebenen Kurvenkrümmung mit der tatsächlich gefahrenen Kurvenkrümmung. In Abhängigkeit der Differenz zwischen dem Soll- und Istwert erfolgt eine Einstellung des Fahrverhaltens zwischen Übersteuern und Untersteuern. Das Prinzip des Reglers ist in Bild 4.13 dargestellt.

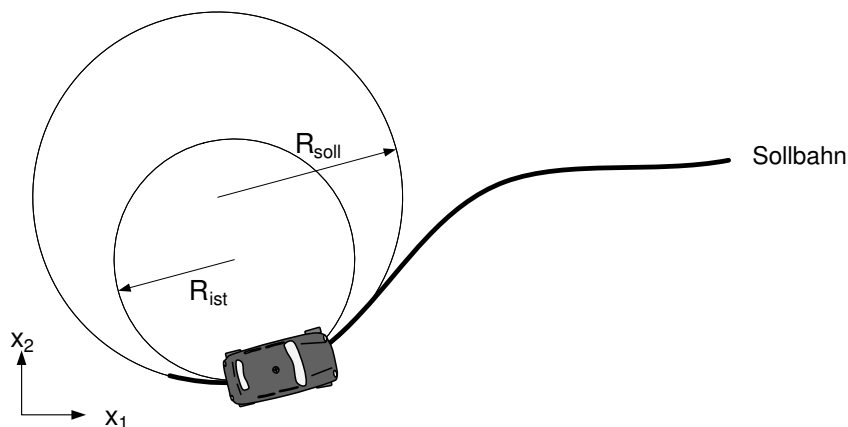


Abb. 4.13: Prinzip des Krümmungsreglers mit Soll- und Istradius (Radius ist als Reziproke zur Krümmung definiert)

Liegt der Wert der gefahrenen Kurvenkrümmung unter dem Sollwert der Kurvenkrümmung, stellt der Regler ein agiles Fahrverhalten ein. Im entgegengesetzten Fall wird ein untersteuerndes, stabilisierendes Fahrverhalten eingestellt.

Der Krümmungsregler benötigt zusätzlichen Systemaufwand für die Erfassung der Soll- und Istwerte der Kurvenkrümmung. Die Sollwerte werden vom Verlauf der Fahrbahn vorgegeben und können über optische oder GPS-basierte Verfahren erfasst werden. Für die Bestimmung bzw. Schätzung der Istwerte ist ein Beobachtermodell der Regelstrecke erforderlich. Grundlage für die Kurvenradiusbestimmung bilden hier Gl. 4.8 und 4.9. Die hierin unbekannten Größen stellen die zur Bahnkurve tangentielle Fahrzeuggeschwindigkeit, die Querbeschleunigung des Fahrzeugs, die Gierrate und die Schwimmwinkelgeschwindigkeit dar. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der erforderliche

---

Systemaufwand beim Krümmungsregler über dem des Agil-Stabil-Reglers und des Giersollratenreglers liegt.

## 5 Evaluierung der Regelstrategien für Luftfederdämpfer

Die entworfenen Regelstrategien für Luftfederdämpfer werden im Folgenden anhand virtueller Fahrversuche evaluiert. In Bild 5.1 sind in Form einer Versuchsmatrix die untersuchten Manöver zusammengefasst.

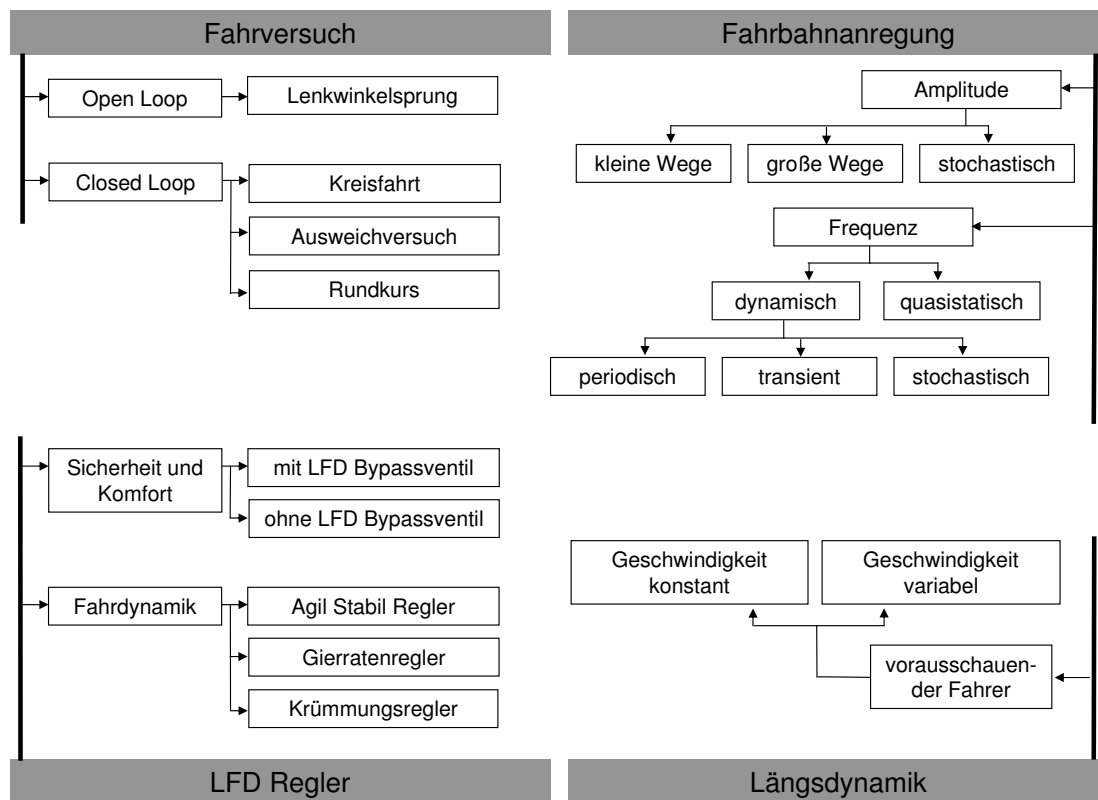


Abb. 5.1: Klassifizierung der Fahrversuche nach Art des Fahrmanövers und Art der Fahrbahnanregung

Hinsichtlich der Fahrversuche wird im Bild 5.1, oben links, eine Unterteilung in Open-Loop- und Closed-Loop-Fahrmanöver vorgenommen. Fahrmanöver des Open-Loop-Segments sind durch eine Vorgabe des Lenkwinkels gemäß einer mathematischen Funktion im Zeitbereich gekennzeichnet. Aufgrund des offenen Regelkreises handelt es sich hierbei um einen gesteuerten Fahrvorgang ohne Rückführung der Istposition. Bei der Gruppe der Closed-Loop-Fahrmanöver erfolgt eine Rückführung der Istposition und ein Vergleich mit einem Sollwert. Ein Fahrerregler passt den Lenkwinkel derart an, dass die Regelabweichung zwischen Soll- und Istkurs minimiert wird. Als Open-Loop-Fahrversuch kommt ein Lenkwinkelsprung zum Einsatz. Bei den Closed-Loop-Manövern werden die stationäre Kreisfahrt bei vorgegebenem Kurvenradius, ein Ausweichmanöver sowie ein Rundkurs auf einer Grand-Prix-Strecke untersucht.

Neben dem Fahrversuch sind in Bild 5.1, unten links, die LFD-Regelstrategien des vorangehenden Kapitels dargestellt. Für eine Milderung des Abstimmungskonflikts zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort werden Bypassventile im LFD eingeführt. Weiterhin ist oben rechts im Bild eine Klassifizie-

rung der Fahrbahnanregung ersichtlich. Es kann unterteilt werden in Amplitude und Frequenzinhalt der Anregung. Hinsichtlich der Instationarität des Fahrmanövers wird unten rechts im Bild unterschieden zwischen konstanter und variabler Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Beeinflussung der Längsdynamik übernimmt das vorausschauende Fahrermodell, welches eine gezielte Vorgabe von Antriebs- oder Bremsmomenten vornimmt.

## 5.1 Beeinflussung der Fahrdynamik mit konstanten LFD-Ventilflächen

### 5.1.1 Stationäre Kreisfahrt

Bei der stationären Kreisfahrt wird das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit auf einer Kreisbahn mit definiertem Radius bewegt. Hierzu passt der Fahrer den Lenkwinkel derart an, dass das Fahrzeug den vorgeschriebenen Kurvenradius einhält. Mit Hilfe dieses Fahrversuchs werden zwei Motivationen verfolgt. Zum einen lässt sich eine Plausibilisierung des Fahrzeugmodells durchführen. Zum anderen lässt sich das Potential zur Beeinflussung der Fahrdynamik durch eine LFD-Ventilverstellung aufzeigen.

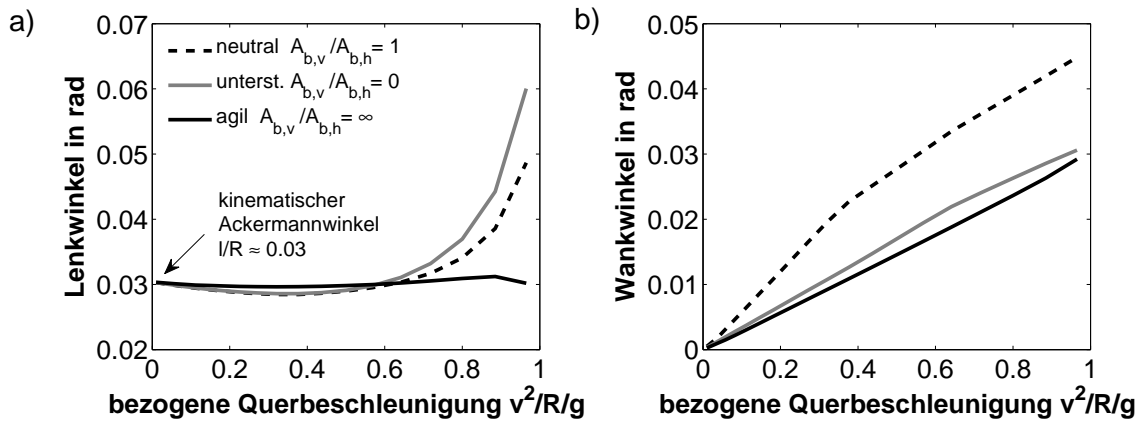


Abb. 5.2: In der Simulation ermittelte a) Lenk- und b) Wankwinkelverläufe bei stationärer Kreisfahrt über der bezogenen Querbeschleunigung (Geschwindigkeit variabel bei Kurvenradius  $R = 100$  m)

Die gezeigten Lenk- und Wankwinkelverläufe in Bild 5.2 a) und b) basieren auf einem gefahrenen Radius von 100 m bei variabler stationärer Querbeschleunigung. Die Versuche werden mit idealisierten Ventilflächen gefahren, d.h. die Ventile können ohne Leckage ideal geschlossen werden. Für die Abstimmungen neutral, untersteuernd und agil nehmen hierbei die Ventilflächenverhältnisse der LFD an Vorder- und Hinterachse die Werte

$$A_{b,v}/A_{b,h} = 1, 0, \infty \quad (5.1)$$

an. Für kleine Querbeschleunigungen resultiert der erforderliche Lenkwinkel in Bild 5.2 a) aus einem rein kinematischen Zusammenhang als Quotient von Radstand und Kurvenradius. Für Querbeschleunigungen ab 0.6 g zeigt sich ein abstimmungsspezifisches Eigenlenkverhalten. Das tendenziell übersteuernd abgestimmte Fahrzeug zeigt hier einen annähernd konstanten bis leicht abnehmenden Lenkwinkelbedarf, hingegen das untersteuernde Fahrzeug den typischen Anstieg des Lenkwinkels mit zunehmender Querbeschleunigung aufzeigt. Hinsichtlich des sich einstellenden Wankwinkels fällt in

Bild 5.2 b) auf, dass die zwei Abstimmungen agil bzw. untersteuernd, aufgrund der hohen Wanksteifigkeit an der jeweils vorderen bzw. hinteren Achse, einen geringeren Wankwinkel erreichen.

In Bild 5.3 a), b) sind die zur Kreisfahrt zugehörigen Verstärkungsfaktoren von Gier- und Schwimmwinkel dargestellt. Diese sind definiert als partielle Ableitung von Gierrate bzw. Schwimmwinkel nach dem Lenkwinkel und dienen der quasistationären Dynamikbewertung eines Kraftfahrzeugs. Erwartungsgemäß erhält das in Richtung Übersteuern abgestimmte Fahrzeug mit zunehmender Querbesehleunigung eine zunehmende Agilität, d.h. tendiert zu höheren Gierverstärkungen. Auch findet bei selbiger Abstimmung eine betragsmäßige Zunahme der Schwimmwinkelverstärkung statt. Umgekehrt ist bei untersteuernder Abstimmung eine betragsmäßige Abnahme beider Kenngrößen zu beobachten.

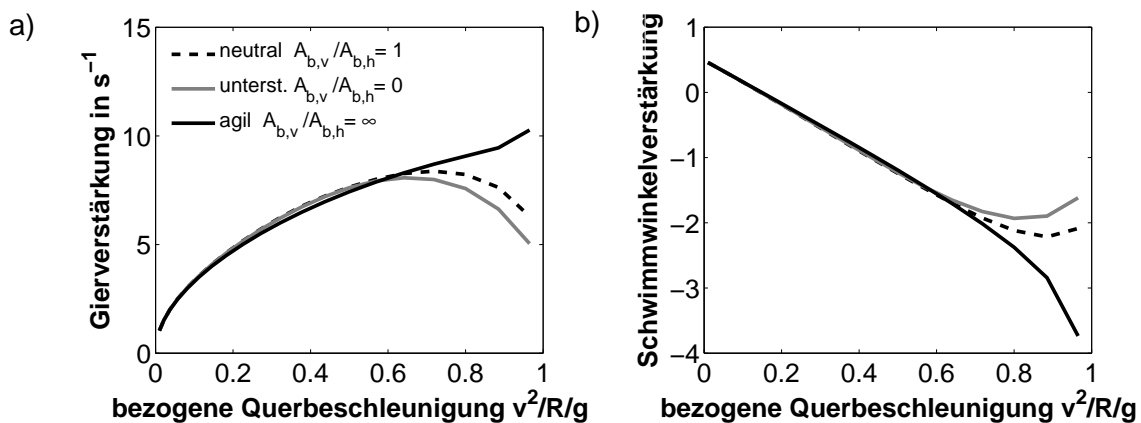


Abb. 5.3: a) Gier- und b) Schwimmwinkel-Verstärkungsfaktoren bei stationärer Kreisfahrt über der bezogenen Querbesehleunigung (Geschwindigkeit variabel bei Kurvenradius  $R = 100$  m)

### 5.1.2 Lenkwinkelsprung mit dem LFD-Fahrzeug

Mit Hilfe dieses Open-Loop-Fahrversuchs wird gezielt das instationäre Fahrverhalten in Abhängigkeit der Abstimmung neutral, untersteuernd und agil bei ideal glatter Fahrbahn untersucht. Neben der Beurteilung des Potentials einer LFD-Ventilverstellung zur Beeinflussung der Fahrdynamik, dient dieser Versuch auch der Modellplausibilisierung. Zunächst wird der Versuch mit idealen Ventilflächen, d.h. unter der Annahme vollständiger Leckagefreiheit im Verstellventil, gefahren. Im zweiten Versuchsdurchlauf werden reale Ventilflächenverhältnisse angenommen, d.h. es existiert im geschlossenen Zustand eine Ventilrestfläche. Für Referenzzwecke sind im Abschnitt A.1 des Anhangs die Versuchsergebnisse des hydraulisch gedämpften Luftfederfahrwerks dargestellt.

#### Untersuchungen mit idealen Ventilflächenverhältnissen

Unter idealen Ventilflächenverhältnissen wird erneut die Definition aus Gl. 5.1 verwendet. Anhand dieses idealisierten Versuchs kann gezeigt werden, welche maximale Fahrdynamikbeeinflussung über eine LFD-Ventilverstellung möglich ist. Zusätzlich werden Informationen über das Sprungantwortverhalten des Systems und die maximale Spreizung der fahrdynamischen Größen gewonnen. In Bild 5.4 und 5.5 sind die Verläufe von Kurvenkrümmung und Gierrate sowie Schwimm- und Wankwinkel dargestellt. Allen Verläufen ist gemein, dass bis ca. 1 s nach dem Sprung keine Unterscheidung

bezüglich der Fahrzeugabstimmung möglich ist. Die Totzeit des Systems wird maßgeblich durch die Starrkörperdynamik, d.h. die Trägheit des Aufbaukörpers, beeinflusst. Sekundäre Effekte stellen das verzögerte Schaltverhalten des Verstellventils, der verzögerte Kraftaufbau des Reifens und letztendlich die Kompressibilität des Luftvolumens im LFD dar. Für große Zeiten treten thermodynamische Relaxationseffekte im Luftfederdämpfer auf.

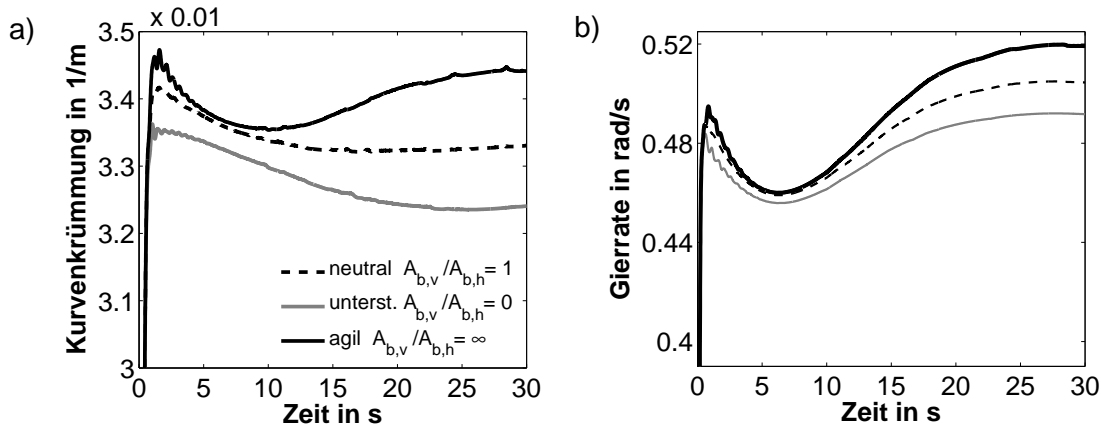


Abb. 5.4: Verläufe von a) Kurvenkrümmung und b) Gierrate nach einem Lenkwinkelsprung um 0.1 rad bei 15 m/s mit idealisierten, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung)

Im Verlauf der Kurvenkrümmung von Bild 5.4 a) sind ein lokales Maximum zur Zeit 1 s sowie asymptotische Verläufe für größere Zeiten zu erkennen. Werden die zugehörigen Kurvenradien als Reziproke zur Kurvenkrümmung gebildet, ergibt sich eine maximale Spreizung von ca. 1 m zur Zeit  $t \approx 1$  s sowie ca. 2 m für Zeiten  $t \geq 30$  s ersichtlich. Wie zu erwarten, erreicht das agil abgestimmte Fahrzeug den geringsten Kurvenradius. Diese Agilität wird auch bei der erreichbaren Gierrate in Bild 5.4 b) deutlich. In Bild 5.5 a) und b) sind die zum Lenkwinkelsprungversuch zugehörigen Verläufe von Schwimm- und Wankwinkel dargestellt.

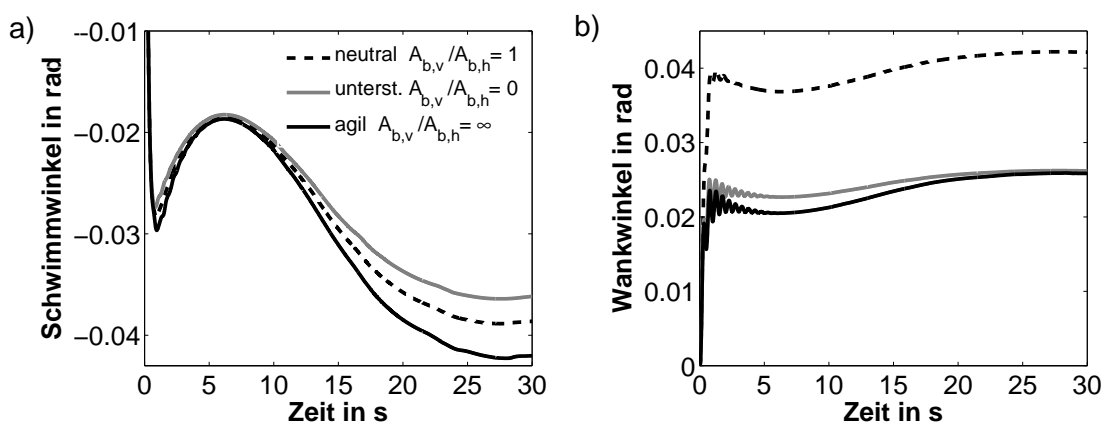


Abb. 5.5: Verläufe von a) Schwimm- und b) Wankwinkel nach einem Lenkwinkelsprung um 0.1 rad bei 15 m/s mit idealisierten, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung)

Das agil abgestimmte Fahrzeug weist die betragsmäßig größten Schwimmwinkelamplituden auf, siehe Bild 5.5 a). Umgekehrt lässt sich eine Reduktion des Schwimmwinkels durch eine untersteuern- de Abstimmung erreichen. Anhand des Wankwinkels in Bild 5.5 b) lassen sich drei weitere Effekte

diskutieren. Zum Ersten ist bei den Abstimmungen agil und untersteuernd eine schwach gedämpfte Schwingung unmittelbar nach dem Sprung erkennbar. Die Ursache hierfür liegt in der geringen zur Verfügung stehenden Dämpfung im LFD, sofern das Verstellventil geschlossen ist. In diesem Fall entspricht die geleistete Dämpfarbeit gerade der abgeführten Wärme über die Gehäuseoberfläche des Federbeins. Zum Zweiten findet im Zeitraum  $t = 1...10\text{ s}$  nach dem Lenkwinkelsprung eine Abnahme des Wankwinkels statt. Dieser Effekt lässt sich durch eine Erwärmung der Luft unmittelbar nach dem Sprung und dem damit einhergehenden Druckanstieg im Feder-Dämpfer-Element erklären. Die Wanksteifigkeit nimmt hierbei kurzzeitig höhere Werte an, wodurch der Wankwinkel abnimmt. Eine dritte Eigenschaft des LFD lässt sich im Zeitraum  $t = 10...30\text{ s}$  nach dem Sprung beobachten. Hier zeigt sich eine ausgeprägte thermodynamische Relaxation des Bauteils. Unter thermodynamischer Relaxation wird hierbei die Abnahme der Steifigkeit mit der Zeit verstanden, welche allein durch den instationären Wärmeübergang zur Umgebung zustande kommt.

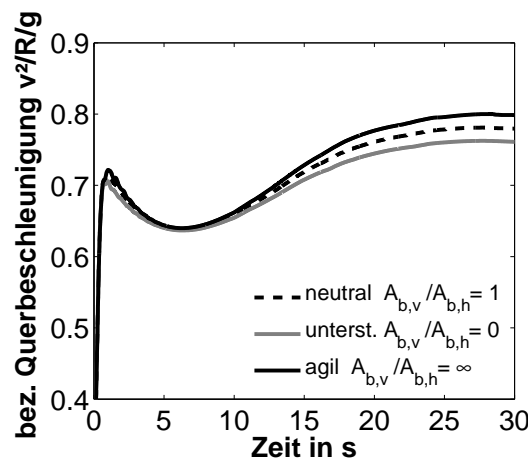


Abb. 5.6: Verlauf der bezogenen Querbeschleunigung nach einem Lenkwinkelsprung um  $0.1\text{ rad}$  bei  $15\text{ m/s}$  mit idealisierten, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbananregung)

In Bild 5.6 sind die zum Lenkwinkelsprung zugehörigen Verläufe der auf die Gravitationskonstante  $g$  bezogenen Querbeschleunigung dargestellt. Wie in den vorherigen Verläufen bereits diskutiert, ergibt sich zum Zeitpunkt  $1\text{ s}$  nach dem Sprung eine Unterscheidung in den Fahrzeugsetups hinsichtlich der erreichbaren Querbeschleunigung. Alle Fahrzeuge erreichen hierbei ein lokales Maximum. Im vorliegenden Fall erreicht das agil abgestimmte Fahrzeug die größte Querbeschleunigung und das untersteuernde Fahrzeug die kleinste Querbeschleunigung. Es folgt eine Abnahme der Beschleunigungen und ein anschließender asymptotischer Verlauf gegen einen Grenzwert. Aufgrund der ideal getrennten Volumina im LFD zeigt sich eine deutliche Spreizung von  $0.8\text{ m/s}^2$  für große Zeiten.

### Untersuchungen mit realen Ventilflächenverhältnissen

Für eine ausreichende Bedämpfung der Fahrzeugeigenfrequenzen, insbesondere der Hubschwingungen von Aufbau und Rad, ist die Wahl einer endlich kleinen Ventilfläche erforderlich. Für die Abstimmungen neutral, untersteuernd und agil werden im Folgenden die Flächenverhältnisse

$$A_{b,v}/A_{b,h} = 1, \frac{1}{10}, 10 \quad (5.2)$$



an den LFD von Vorder- und Hinterachse zugrunde gelegt. Die Bilder 5.7 und 5.8 zeigen die zugehörigen Simulationsergebnisse für den Lenkwinkelsprung mit ansonst identischen Versuchsbedingungen wie im vorherigen Versuch.

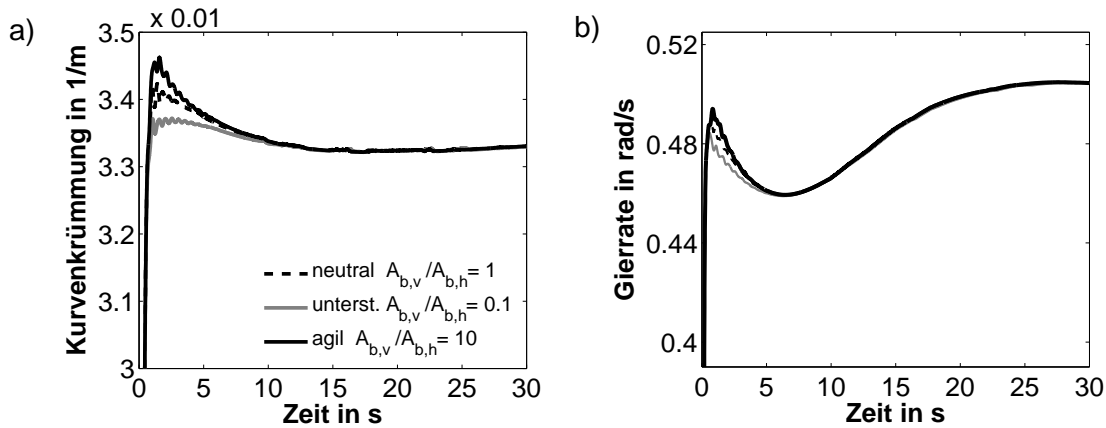


Abb. 5.7: Verläufe von a) Kurvenkrümmung und b) Gierrate nach einem Lenkwinkelsprung um 0.1 rad bei 15 m/s mit realen, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbananregung)

Die Totzeit von ca. 1 s nach dem Lenkwinkelsprung bleibt bei der Vorgabe von endlichen Ventilflächenverhältnissen erhalten. Wird erneut der Kurvenradius als Reziproke der Kurvenkrümmung in Bild 5.7 a) gebildet, sinkt die maximale Spreizung im Kurvenradius um ca. 30 % auf 0.7 m. Auch wird deutlich, dass eine LFD-Ventilverstellung nur im Zeitraum 1 s bis 5 s nach dem Lenkwinkelsprung eine Auswirkung auf das Eigenlenkverhalten besitzt. Für Zeiten  $t > 5$  s herrschen identische Wanksteifigkeiten an Vorder- und Hinterachse, sodass sich bei allen Fahrzeugsetups ein neutrales Fahrverhalten einstellt. Die Verläufe von Gierrate und Schwimmwinkel in Bild 5.7 b) und 5.8 a) zeigen im Zeitraum direkt nach dem Sprung ein qualitativ ähnliches Verhalten wie im vorherigen Versuch. Mit Hilfe der LFD-Ventilverstellung lässt sich hier eine Spreizung von Gierrate und Schwimmwinkel um ca. 5 % bzw. 10 % zum jeweiligen Absolutwert erreichen. Der Wankwinkel im Bild 5.8 b) zeigt insbesondere bei den Abstimmungen agil und untersteuernd ein stark degressives Verhalten, ähnlich wie beim hydraulisch gedämpften System mit harter Dämpferkennung (siehe Anhang A.1).

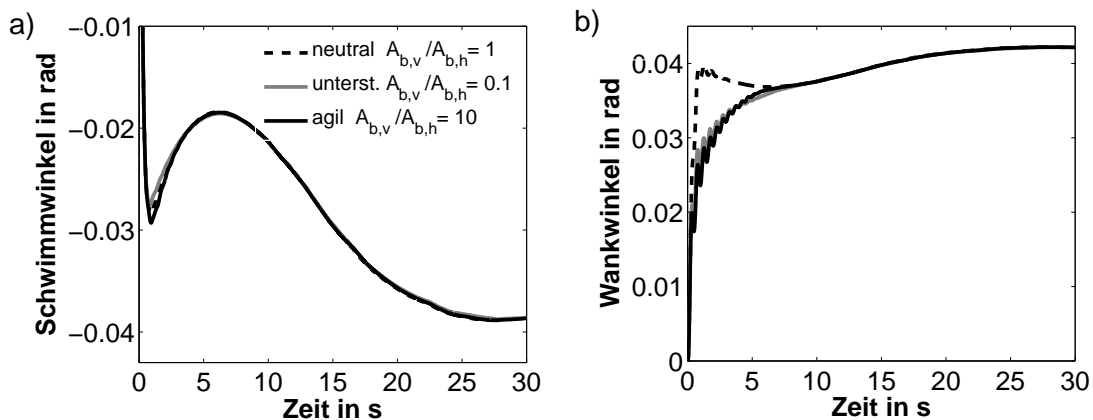


Abb. 5.8: Verläufe von a) Schwimm- und b) Wankwinkel nach einem Lenkwinkelsprung um 0.1 rad bei 15 m/s mit realen, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbananregung)

Das allmähliche Ansteigen des Wankwinkels (Kriechen) ähnelt dabei einer freien, stark gedämpften Schwingung beim Einmassenschwinger. Hingegen verhält sich das neutrale Fahrzeug ähnlich dem aperiodischen Grenzfall, d.h. die Wankwinkelamplitude nach der Sprunganregung ist deutlich größer, jedoch klingt die Schwingung schneller ab als beim stark gedämpften System.

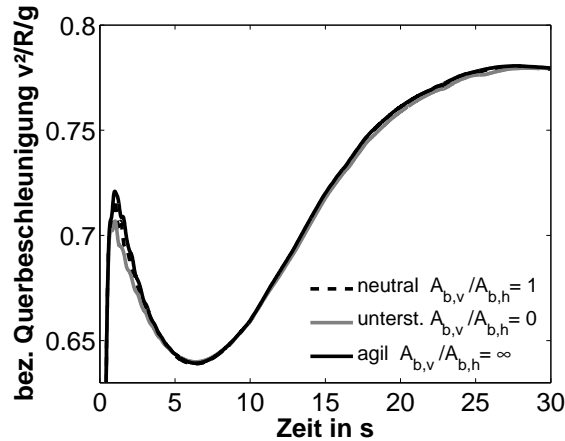


Abb. 5.9: Verlauf der bezogenen Querbeschleunigung nach einem Lenkwinkelsprung um 0.1 rad bei 15 m/s mit realen, konstanten Ventilflächenverhältnissen (ohne Fahrbahnanregung)

Wie bei den Untersuchungen mit idealen Ventilflächen zeigt sich im Fall realer Ventilflächen, dass die bezogenen Querbeschleunigungen in Bild 5.9 zum Zeitpunkt 1 s nach dem Sprung ein lokales Maximum annehmen. Auch hier zeigt das agil abgestimmte Fahrzeug die größte Querbeschleunigung und umgekehrt das untersteuernde Fahrzeug die kleinste Querbeschleunigung. Zum Zeitpunkt 5 s haben sich die Verläufe angeglichen, d.h. eine Unterscheidung in den Fahrzeugsetups hinsichtlich der benötigten Querbeschleunigung ist nicht mehr möglich. Das Fazit aus den Untersuchungen mit realen Ventilflächenverhältnissen lautet somit, dass eine Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens im Zeitraum 1 s bis 5 s nach dem Sprung möglich ist.

## 5.2 Beeinflussung der Fahrdynamik mit geregelten LFD-Ventilflächen

Im Folgenden werden anhand von zwei Closed-Loop-Fahrmanövern die LFD-Regelstrategien zur Optimierung der Fahrdynamik untersucht. Verwendung finden ein Ausweichversuch sowie ein Rundkurs auf einer Grand-Prix-Strecke. Um neben der Fahrdynamikbewertung auch das Verhalten hinsichtlich Sicherheit und Komfort analysieren zu können, werden Untersuchungen sowohl mit idealer als auch mit realer Fahrbahnanregung vorgenommen.

### 5.2.1 Ausweichversuch bei einer Geschwindigkeit

Beim Ausweichversuch nimmt die Sollbahnkurve den Verlauf einer Stufenfunktion an, siehe Bild 5.10 a). Die Stufenhöhe wird mit  $B$  bezeichnet und beträgt im vorliegenden Fall 2 m. Der Fahrversuch wird mit einer konstanten Geschwindigkeit von 24 m/s gefahren und die Geschwindigkeit mit Hilfe einer PID-Geschwindigkeitsregelung konstant gehalten.

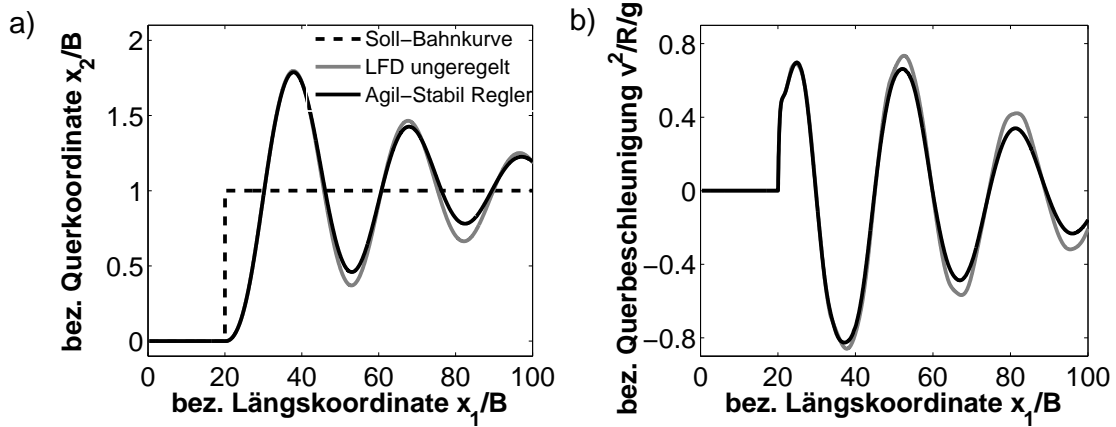


Abb. 5.10: bezogene Verläufe von a) Querkoordinate und b) Querbeschleunigung für einen Ausweichversuch mit/ohne Agil-Stabil-Regler (Breite  $B = 2$  m, Geschwindigkeit  $v = 24$  m/s, ohne Fahrbahnanregung)

In Bild 5.10 a) und b) sind die sich einstellenden Bahnkurven- und Querbeschleunigungsverläufe für das ungeregelte Fahrzeug und das LFD-Fahrzeug mit Agil-Stabil-Regler dargestellt. Bis kurz vor Manöverhälfte sind die Bahnkurven von geregelter und ungeregelter Fahrzeug identisch, was auf die systembedingte Totzeit zurückzuführen ist. Für das geregelte Fahrzeug zeigt sich ab Manöverhälfte ein geringerer Abstand zur Sollbahn. Insgesamt erreicht das geregelte Fahrzeug eine um 15 % geringere integrale Regelabweichung ( $96 \text{ m}^2$  vs.  $113 \text{ m}^2$ ) zur Sollbahnkurve. Der im Bild 5.10 b) dargestellte Verlauf der Querbeschleunigung fällt mit Regelung um  $1.5 \text{ m/s}^2$  geringer aus als ohne Regelung. Ebenso sind die Maximalwerte des Schwimmwinkels in Bild 5.11 a) während des gesamten Manövers geringer, was dem Fahrer ein direkteres Fahrverhalten vermittelt. Die Lenkwinkelverläufe in Bild 5.11 b) zeigen während des Manövers qualitativ ähnliche Verläufe. Das geregelte Fahrzeug benötigt geringfügig kleinere Lenkwinkel.

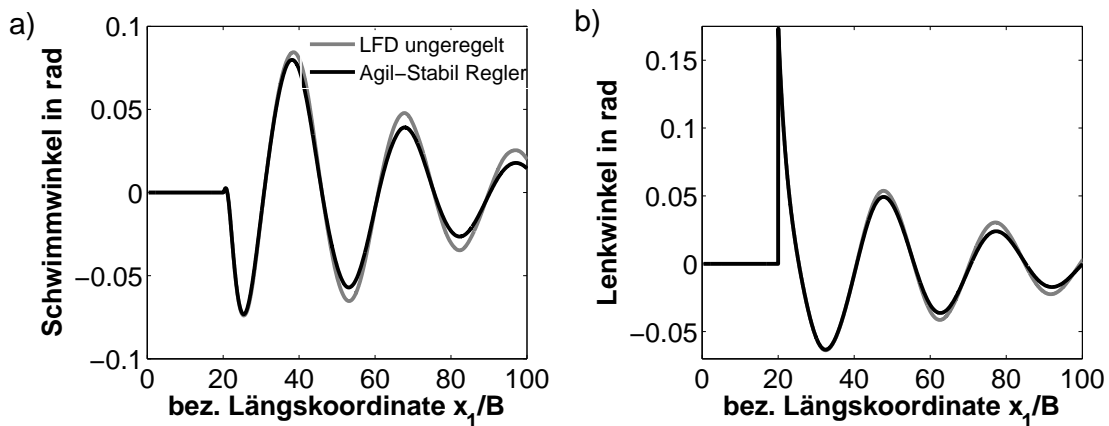


Abb. 5.11: Verläufe von a) Schwimm- und b) Lenkwinkel für einen Ausweichversuch mit/ohne Agil-Stabil-Regler (Breite  $B = 2$  m, Geschwindigkeit  $v = 24$  m/s, ohne Fahrbahnanregung)

In Bild 5.12 a) und b) ist das Schaltverhalten der LFD-Ventile an Vorder- und Hinterachse dargestellt. Vor Manöverbeginn befindet sich der Regler in der agilen Schaltposition, d.h. die Ventile der vorderen Federbeine sind geöffnet und die Ventile der hinteren Federbeine sind annähernd geschlossen. Zu Ma-

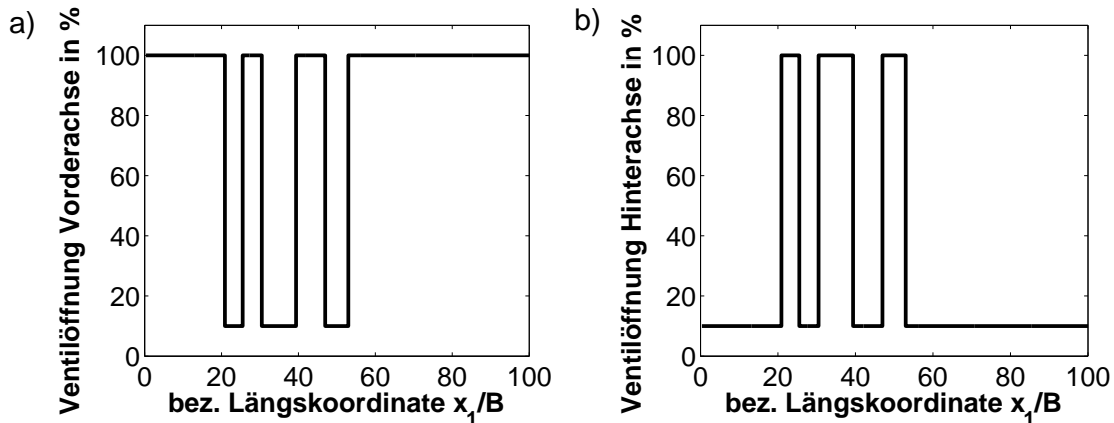


Abb. 5.12: Zum Ausweichversuch zugehöriges Ventilschaltverhalten des Agil-Stabil-Reglers an den Luftfederdämpfern von a) Vorderachse und b) Hinterachse

növerbeginn folgt eine abrupte Reaktion des Fahrers in Form eines Lenkwinkelanstiegs auf 0.17 rad, siehe Bild 5.11 b). Dies führt zu einer ansteigenden Gierrate, welche die vom Regler berechnete kritische Gierrate übersteigt. Der Regler korrigiert in die untersteuernde Schaltposition und reduziert die Ventilöffnung im Bild 5.12 a) und vergrößert die Ventilöffnung in Bild 5.12 b). Nach Beendigung des Fahrmanövers verbleibt der Regler in der übersteuernden Position, d.h. großen Ventilflächen an der Vorderachse und kleinen Ventilflächen an der Hinterachse.

Anhand des gezeigten Ausweichversuchs ist ein signifikantes Potential zur Beeinflussung der Fahrdynamik über geregelte LFD erkennbar. Die Ergebnisse zeigen, dass geregelte Luftfederdämpfer die Möglichkeit bieten, das Eigenlenkverhalten situationsabhängig zu einem agilen bzw. stabilen Fahrverhalten abzustimmen und somit eine Verbesserung des Handlings zu erreichen. Der gezeigte Versuch basiert zunächst auf einer Geschwindigkeit. Um einen Vergleich aller entwickelten LFD-Regler vornehmen zu können und diese mit dem hydraulisch gedämpften Luftfederfahrwerk gegenüberzustellen, werden im Folgenden weitere Versuche bei verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt.

### 5.2.2 Ausweichversuch bei verschiedenen Geschwindigkeiten

Es wird der Ausweichversuch aus Abschnitt 5.2.1 verwendet. Für eine Verallgemeinerung der Ergebnisse wird das Manöver mit sukzessiv ansteigenden Geschwindigkeiten gefahren und die Fahrzeuggeschwindigkeit wiederum über eine PID-Geschwindigkeitsregelung jeweils konstant gehalten.

In Bild 5.13 a) und b) sind die quadratischen Mittelwerte (RMS-Werte = engl. root mean square) von Regelabweichung und Querschleunigung mit und ohne LFD-Regelung dargestellt. Für Referenzzwecke sind die Ergebnisse des hydraulisch gedämpften Luftfederfahrzeugs mit aufgeführt. Für Geschwindigkeiten bis 23 m/s zeigen alle untersuchten Fahrzeugvarianten ein sowohl quantitativ als auch qualitativ ähnliches Verhalten. Ab 24 m/s zeigt sich eine deutliche Progression in den Verläufen von Regelabweichung und Querschleunigung der unregelten Fahrzeuge. Die maximal erreichbare Geschwindigkeit dieser Gruppe liegt bei ca. 25 m/s. Die geregelten LFD-Fahrzeuge erreichen allesamt deutlich höhere Geschwindigkeiten als die unregelten Fahrzeuge. Das Fahrzeug mit Gierratenreg-

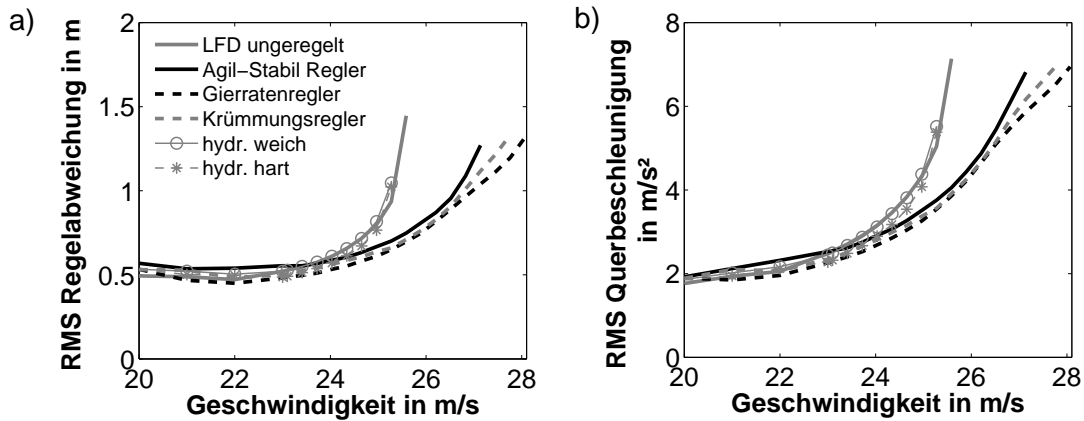


Abb. 5.13: RMS-Werte von a) Regelabweichung und b) Querbeschleunigung für einen Ausweichversuch mit/ohne LFD-Regler (Breite  $B = 2$  m, Geschwindigkeit variabel, ohne Fahrbahnanregung)

ler erreicht mit 28 m/s eine um 12 % höhere Manövergeschwindigkeit gegenüber dem ungeregelten Fahrzeug. Besonders positiv fällt hier der weniger progressive Anstieg der Kennlinien auf.

Auch anhand der Verläufe von Schwimm- und Lenkwinkel in Bild 5.14 a) und b) wird deutlich, dass es mit der LFD-Regelung gelingt das Eigenlenkverhalten derart anzupassen, dass der Fahrer eine Unterstützung erfährt. Diese Fahrerassistenz setzt beim vorliegend untersuchten Fahrmanöver ab einer Geschwindigkeit von 24 m/s ein, was einer mittleren quadratischen Querbeschleunigung von ca.  $3 \text{ m/s}^2$  entspricht. Die Spitzenwerte der Querbeschleunigung betragen hierbei  $7 \text{ m/s}^2$ , siehe Bild 5.10 b). Es lässt sich festhalten, dass für das Funktionsprinzip der LFD-Regelung eine bestimmte Querbeschleunigung von Nöten ist. Das Fahrverhalten wird maßgeblich durch die achsspezifischen, abzustützensen Wankmomente und das radlastabhängige, degressive Verhalten der Reifen bestimmt.

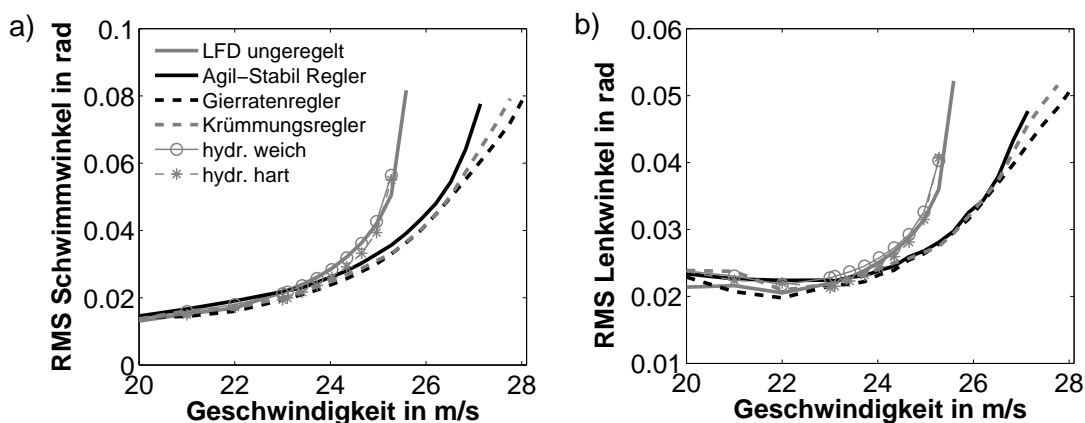


Abb. 5.14: RMS-Verläufe von a) Schwimm- und b) Lenkwinkel für einen Ausweichversuch mit/ohne LFD-Regler (Breite  $B = 2$  m, Geschwindigkeit variabel, ohne Fahrbahnanregung)

Beim direkten Vergleich der LFD-Regler schneidet der Gierratenregler, gefolgt von Krümmungs- und Agil-Stabil-Regler, am besten ab. Die Unterschiede zwischen den Reglern sind jedoch gering, sodass bei einer Applikation und Erprobung im Fahrzeug ein Regler mit geringeren technischen Anforderungen, je nach mess- und regelungstechnischem Aufwand, die bessere Lösung darstellen kann.

### 5.2.3 Rundkurs einer Grand-Prix-Strecke

Die Motivation für eine Untersuchung der LFD-Regler auf einem Rundkurs stellt das Vorhandensein einer Aneinanderreihung von geraden Abschnitten mit Kurven verschiedener Radien dar. Im Allgemeinen ist die streckenbezogene Kurvendichte auf einer Rennstrecke im Vergleich zur gewöhnlichen Überlandstraße hoch. Eine repräsentative Beurteilung des Dynamikverhaltens der Regler auf einer geringen Streckenlänge ist somit möglich. Die Untersuchungen haben dabei nicht den Anspruch quantitative Vergleiche mit den Rekordwerten der Strecke herzustellen. Es geht vielmehr um relative Aussagen zwischen ungeregeltem und geregeltem Verhalten. Bewusst wird hierbei versucht, das Fahrzeug in einem mittleren, repräsentativen Querbeschleunigungsbereich zu bewegen und nicht ausschließlich den Grenzbereich, d.h. den Wirkungsbereich von ESP, zu simulieren.

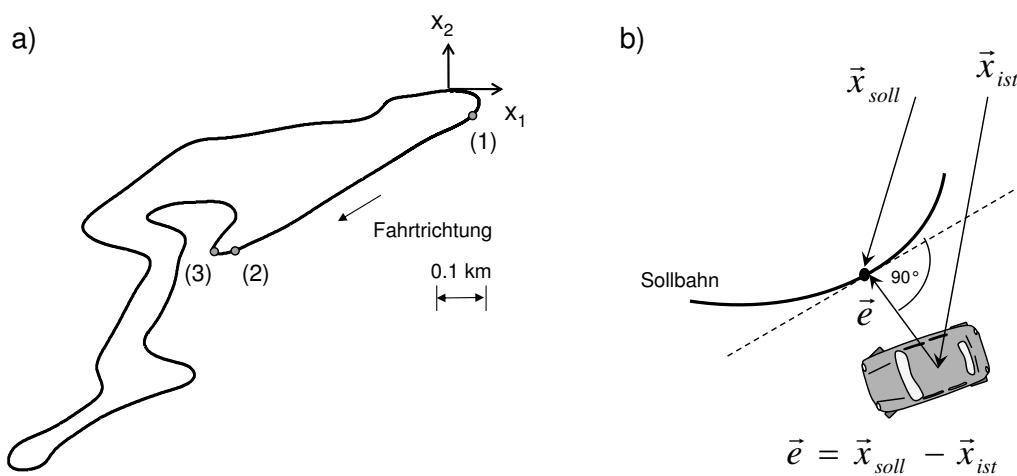


Abb. 5.15: Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit a) Bahnkurvendarstellung und b) Prinzip der Berechnung der Regelabweichung zur Sollbahn (ohne Fahrbahnanregung)

In Bild 5.15 a) ist der Rundkurs der Grand-Prix-Strecke des Nürburgrings dargestellt. Auf eine Länge von 5.148 km entfallen 17 Kurven bei einer Streckenbreite von 10 bis 15 m. Die Strecke wird in der Simulation als ideal eben angenommen. Ebenso werden Höhenunterschiede nicht berücksichtigt. Für die Berechnung der Regelabweichung ist in Bild 5.15 b) das Prinzip zur Berechnung selbiger dargestellt. Die Istposition des Fahrzeugs wird von einem inertialen Koordinatensystem über den Vektor  $\vec{x}_{ist}$  erfasst. Der Vektor der Regelabweichung  $\vec{e}$  ergibt sich über die Differenz des Vektors der Istposition mit dem Ortsvektor der Sollposition  $\vec{x}_{soll}$ . Die notwendige Bedingung für den kürzesten Abstand zwischen Ist- und Sollposition ist eine orthogonale Ausrichtung des Vektors  $\vec{e}$  zur Fahrbahntangente.

In Bild 5.16 a) ist der Geschwindigkeitsverlauf für das LFD-Fahrzeug mit Agil-Stabil-Regler über der Streckenkoordinate dargestellt. Die gestrichelten Linien kennzeichnen hierbei die Sollgeschwindigkeit, welche der vorausschauende Fahrerregler anhand der Kurvenkrümmung an einem Vorausschau punkt berechnet. Anhand der Punkte (1), (2) und (3) ist sehr gut das instationäre, längsdynamische Verhalten ersichtlich, vergleiche Bild 5.15 a) und 5.16 a). Die Strecke wird im Uhrzeigersinn durchfahren. Am Punkt (1) beginnt der Fahrer mit der Beschleunigungsphase bis der Bremspunkt (2) erreicht ist. Ab dem Punkt (3) beginnt der Fahrer wieder erneut zu beschleunigen.

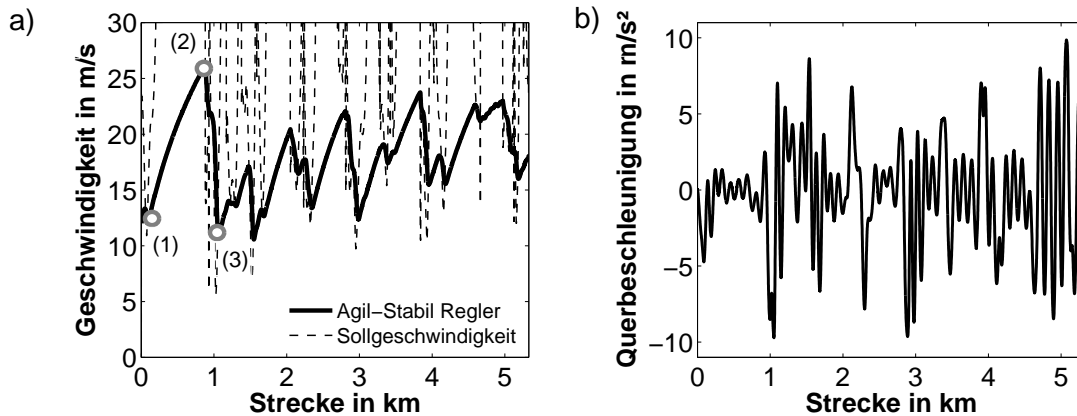


Abb. 5.16: Verläufe von a) Fahrzeuggeschwindigkeit und b) Querbeschleunigung auf Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit Agil-Stabil-Regler (ohne Fahrbahnanregung)

Bild 5.16 b) zeigt die Querbeschleunigungsverläufe über der Streckenkoordinate. Wie in den vorherigen Abschnitten herausgestellt, beginnt die Wirksamkeit einer LFD-Regelung erst ab Querbeschleunigungen von  $0.4g$  und aufwärts. Eine Steigerung der Agilität oder eine Stabilisierung des Fahrverhaltens wird somit nur in den Kurven möglich sein, wo die Querbeschleunigung diesen Grenzwert überschreitet. Im übrigen Bereich weist das LFD-Fahrzeug mit Fahrdynamikregelung gegenüber der unregelten Variante keine Vorteile auf.

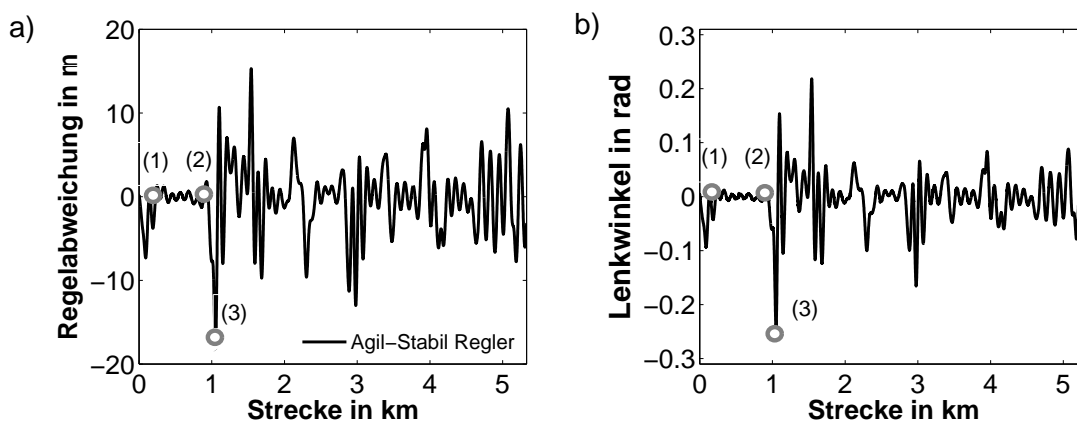


Abb. 5.17: Verläufe von a) Regelabweichung und b) radbezogenem Lenkwinkel auf Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit Agil-Stabil-Regler (ohne Fahrbahnanregung)

Die Verläufe von Regelabweichung und Lenkwinkel über der Streckenkoordinate sind in Bild 5.17 a) und b) ebenfalls für den Agil-Stabil-Regler dargestellt. Erfahrungsgemäß stellt die erste Rechtskurve nach dem langen geraden Streckenabschnitt die größte Herausforderung für den längs- und querdynamischen Fahrerregler dar. Hierfür können erneut die Punkte (1), (2) und (3) für eine nähere Analyse herangezogen werden. In Analogie zur Realität ist hierbei die richtige Wahl der Vorausschaulänge des Fahrers entscheidend für den optimalen Übergang von der Beschleunigungsphase in die Verzögerungsphase. Die Abstimmung des vorausschauenden Fahrerreglers erfolgt hierbei nach den Gesichtspunkten der Stabilität des Fahrzustands und der Sicherstellung ausreichend hoher Querbeschleunigungen in den Kurvenbereichen. Für die Parametrisierung stehen hierfür in den Gl. 3.123 und 3.124 aus Kapi-



tel 3.9.2 die Parameter maximale Fahrzeugverzögerung  $a_l$ , maximale Querschleunigung  $a_q$  und ein Skalierungsfaktor  $k_l$  für die Reduktion der Vorausschaulänge in der Kurve zur Verfügung.

Für den Vergleich der verschiedenen LFD-Regler mit dem unregulierten System sind in Bild 5.18 a) bis d) die Simulationsergebnisse für Regelabweichung, Lenkwinkel, Querschleunigung und Schwimmwinkel dargestellt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden hier für die Darstellung der Ergebnisse die quadratischen Mittelwerte (RMS-Werte) gewählt.

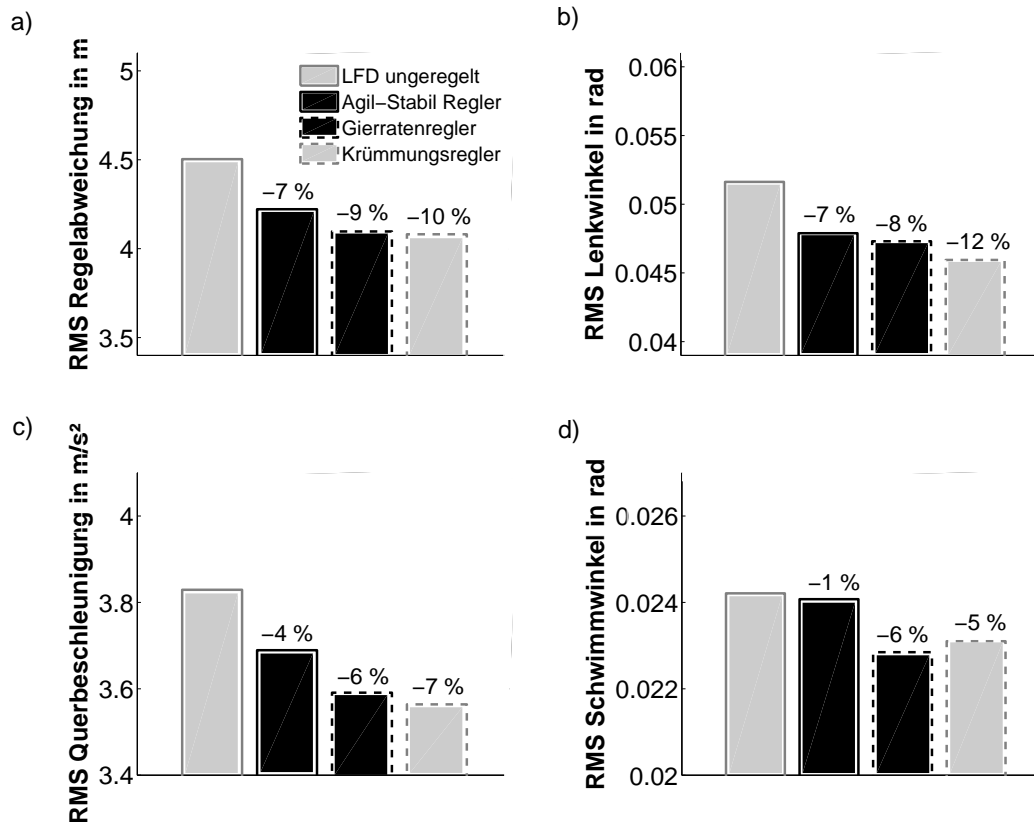


Abb. 5.18: Fahrversuch Grand-Prix-Strecke Nürburgring mit RMS-Werten von a) Regelabweichung, b) Lenkwinkel, c) Querschleunigung und d) Schwimmwinkel mit / ohne LFD-Regelung (ohne Fahrbahnanregung)

In Bild 5.18 a) und b) sehr deutlich erkennbar, sind die gesteigerten Handlingeigenschaften des geregelten Fahrzeugs gegenüber dem unregulierten Fahrzeug. Das unregelte LFD-Fahrzeug weist quantitativ ähnliche Fahrdynamikeigenschaften wie das hydraulisch gedämpfte Luftfederfahrzeug auf und ist daher nicht gesondert aufgeführt. Im direkten Vergleich der LFD-Regler zeigen der Gierraten- und Krümmungsregler die besten Ergebnisse. Die Werte von Querschleunigung und Schwimmwinkel des Agil-Stabil-Reglers zeigen insbesondere im Bild c) und d) ein ungünstigeres Verhalten. Als Erklärung hierfür kann gesagt werden, dass der Agil-Stabil-Regler ein eher verzögertes Regelverhalten aufweist. Ein Schaltvorgang der LFD-Ventilflächen erfolgt erst sobald eine kritische Gierrate überschritten wird. Da eine Gierratensteigerung infolge der Trägheiten im System per se zeitlich verzögert erfolgt, ist beim Agil-Stabil-Regler mit Einbußen hinsichtlich der erreichbaren Dynamik gegenüber dem Gierraten- bzw. Krümmungsregler zu rechnen.



### 5.2.4 Untersuchung von Fahrsicherheit und Komfort mit realer Fahrbahnanregung

In den vorherigen Abschnitten konnte gezeigt werden, dass über eine Fahrdynamikregelung eine deutliche Steigerung der Agilität möglich ist. In diesem Abschnitt wird die Beeinflussung von Fahrsicherheit und Komfort durch geregelte Luftfederdämpfer untersucht. Allgemein ist bekannt, dass durch eine Erhöhung der Hubsteifigkeit die Eigenfrequenzen der Körper Aufbau und Rad zu höheren Frequenzen verschoben werden und somit Komfort und Sicherheit eines Fahrzeugs negativ beeinflusst werden. Im Folgenden wird der Ausweichversuch aus Abschnitt 5.2.1 betrachtet und eine reale Fahrbahnanregung als Fußpunktanregung verwendet. Bild 5.19 zeigt das Amplitudenspektrum des verwendeten Fahrbahnsignals.

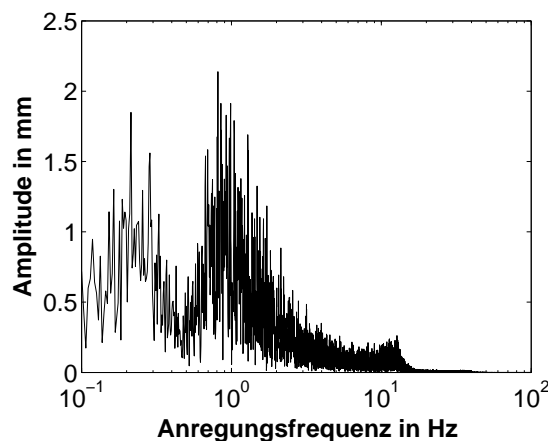


Abb. 5.19: Amplitudenspektrum einer „schlechten“ Fahrbahn (Quelle ZF Sachs)

Es ist der typische Abfall der Anregungsamplitude mit zunehmender Frequenz zu erkennen. Bei der Auswahl des Amplitudenspektrums wurde bewußt eine Strecke mit größeren Amplituden ausgewählt, um somit den ungünstigsten Fall hinsichtlich Sicherheit und Komfort untersuchen zu können. Nachfolgend werden die Fahrzeugkonfigurationen

- LFD-Fahrzeug mit Agil-Stabil-Regler,
- LFD-Fahrzeug ohne Regler,
- Luftfederfahrzeug mit hydraulischer Dämpfung

betrachtet. Da die Untersuchungen an einem dynamischen Fahrmanöver durchgeführt werden, wird aus Gründen der Fahrsicherheit bei der hydraulischen Dämpfung eine harte Dämpferkennung gewählt.

#### Fahrkomfortuntersuchungen

In Bild 5.20 a) - d) sind die komfortrelevanten Größen vertikale Aufbaubeschleunigung und Nickrate gegenübergestellt. Jeweils links dargestellt sind die Verläufe ohne Fahrbahnanregung und jeweils rechts die Verläufe mit Fahrbahnanregung.

Zunächst werden die Verläufe der vertikalen Aufbaubeschleunigung ohne Fahrbahnanregung in Bild 5.20 a) betrachtet. Im vorliegenden Fall liegen die Verläufe des geregelten und unregulierten LFD-Fahrzeugs sehr eng beieinander. Im quadratischen Mittel erreicht der Agil-Stabil-Regler sogar kleinere

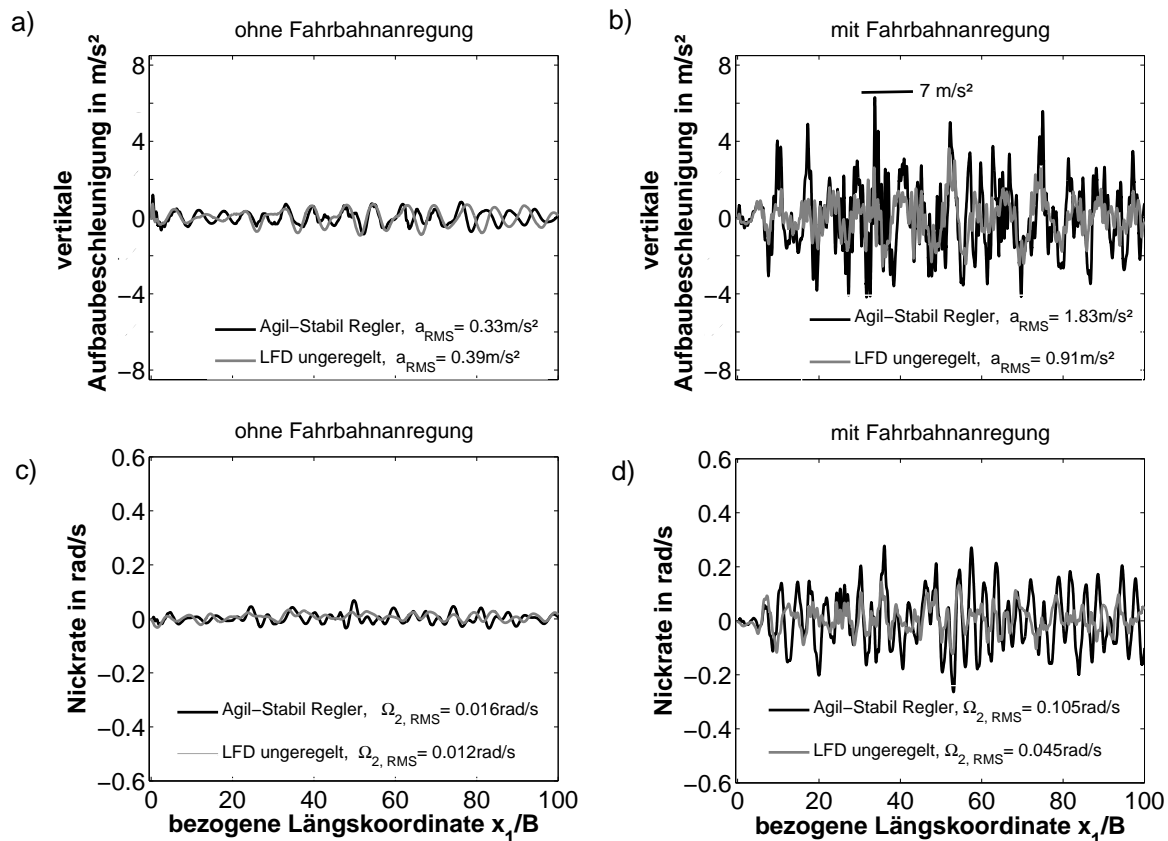


Abb. 5.20: Beeinflussung der komfortrelevanten Größen vertikale Aufbaubeschleunigung in a), b) und Nickrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung

Werte als der ungeregelte LFD. Wird an dieser Stelle der Vergleich mit dem hydraulisch gedämpften Fahrzeug angestellt, siehe Bild A.3 a) des Anhangs, weist dieses Fahrzeug das komfortabelste Verhalten auf. Die quadratischen Mittelwerte der Aufbaubeschleunigung liegen hier bei ca. 30 % der Werte der beiden LFD-Fahrzeuge. Begründen lässt sich dieses Verhalten anhand des zur Verfügung stehenden Dämpfvermögens des hydraulischen Dämpfers mit harter Kennung. Schwingungen translatorischer und rotatorischer Art können unabhängig von der Anregungsfrequenz effizient gedämpft werden. Ein Luftfederdämpfer weist hier den prinzipbedingten Nachteil auf, dass niederfrequente Eigenschwingungen der Hub-, Wank- und Nickbewegung nur mit mittleren bis kleinen Ventilflächen effizient gedämpft werden können, jedoch für einen Eingriff in die Fahrdynamik stets eine Achse eine geringe Wanksteifigkeit, d.h. große Ventilflächen, aufweisen muss.

Werden die Aufbaubeschleunigungen mit Fahrbahnanregung betrachtet, d.h. Bild 5.20 b), so zeigen sich hier erhebliche Unterschiede zwischen dem ungeregelten und dem geregelten LFD. Der LFD mit Agil-Stabil-Regler erreicht einen quadratischen Mittelwert der Aufbaubeschleunigung von  $1.83 m/s^2$ , hingegen der ungeregelte LFD mit  $0.91 m/s^2$  um ca. 50 % darunter liegt. Werden im Bild b) die Spitzenwerte betrachtet, fallen besonders die hohen Beschleunigungsspitzen von  $7 m/s^2$  beim geregelten LFD auf. Wird erneut Bezug zum Luftfederfahrwerk mit hydraulischer Dämpfung in Bild

---

A.3 b) des Anhangs hergestellt, werden hier nahezu identische Verläufen wie mit dem unregulierten LFD-Fahrwerk erreicht.

Bezüglich der Nickraten in Bild 5.20 c), d) und A.3 c), d) zeigt sich ein qualitativ ähnliches Verhalten wie bei der vertikalen Aufbaubeschleunigung. Ohne Fahrbahnanregung liegen die quadratischen Mittelwerte der LFD-Fahrzeuge um ca. 50 % über denen des hydraulisch gedämpften Luftfederfahrzeugs. Auch hier liegt der Grund im geringen Dämpfvermögen des LFD-Fahrzeugs bei großen Ventilflächen und gleichzeitig niederfrequenter Anregung. Werden die Nickraten mit Fahrbahnanregung im Bild d) betrachtet, zeigt das unregulierte LFD-Fahrzeug geringfügige Vorteile gegenüber dem hydraulisch gedämpften Fahrzeug. Jedoch erreicht der LFD mit Agil-Stabil-Regler mit  $0.105 \text{ rad/s}$  erneut deutlich höhere RMS-Werte als die unregulierten Fahrzeuge (unregulierter LFD  $0.045 \text{ rad/s}$  und Luftfederfahrzeug  $0.062 \text{ rad/s}$ ).

Als Resultat von den Komfortuntersuchungen kann gesagt werden, dass die Fahrdynamikregelung eines Luftfederdämpfers zu deutlichen Komforteinbußen führt, sofern eine Fahrbahnanregung mit großen Anregungsamplituden vorliegt. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass hierbei die komfortrelevanten Kenngrößen ein Vielfaches der Größen des unregulierten Fahrzeugs bzw. des hydraulisch gedämpften Fahrzeugs annehmen.

### **Fahrsicherheitsuntersuchungen**

Zur Beurteilung der Fahrsicherheit werden die dynamische Radlastschwankung sowie die Gierrate betrachtet. In Bild 5.21 a) bis d) sind die Ergebnisse ohne und mit Fahrbahnanregung dargestellt. Im Folgenden wird erneut Bezug zum hydraulisch gedämpften Luftfederfahrwerk hergestellt, siehe Bild A.4 des Anhangs.

Bezüglich der Radlastschwankungen ohne Fahrbahnanregung unterscheiden sich die Fahrzeugsetups im Bild a) nicht signifikant. Ebenso zeigt sich anhand der Gierratenverläufe im Bild c) keine Benachteiligung des geregelten LFD-Fahrzeugs, sofern keine Fahrbahnanregung vorliegt. Werden die Verläufe mit Fahrbahnanregung betrachtet, zeigt sich analog zur Komfortuntersuchung im vorherigen Abschnitt eine erhebliche Beeinträchtigung der sicherheitsrelevanten Kenngrößen. Das unregulierte LFD-Fahrzeug erreicht mit  $1.05 \text{ kN}$  die geringsten RMS-Radlastschwankungen, gefolgt vom hydraulisch gedämpften Luftfederfahrzeug mit  $1.25 \text{ kN}$ , siehe Bild A.4 b). Das Fahrzeug mit Agil-Stabil-Regler weist eine dynamische Radlastschwankung von  $1.87 \text{ kN}$  auf und liegt damit um ca. 80 % über dem unregulierten LFD-Fahrzeug. Bezüglich der Gierratenverläufe im Bild d) fällt auf, dass das geregelte Fahrzeug bei realer Fahrbahnanregung deutlichen Schwankungen unterworfen ist und folglich das Handlingverhalten abnimmt.

Als Fazit von diesen Untersuchungen kann gesagt werden, dass die Fahrsicherheit mit LFD-Regelung entscheidend von der Größe der Fahrbahnanregung abhängt. Ohne Fahrbahnanregung wird mit Regelung ein vergleichbares Verhalten hinsichtlich Fahrsicherheit erzielt wie mit den unregulierten Fahrzeugen. Mit zunehmender Fahrbahnanregung bleibt durch die LFD-Regelung zwar weiterhin ein fahrdynamischer Vorteil erhalten, jedoch ist dieser mit erheblichen Einbußen in den sicherheitsrelevanten Kenngrößen verbunden.

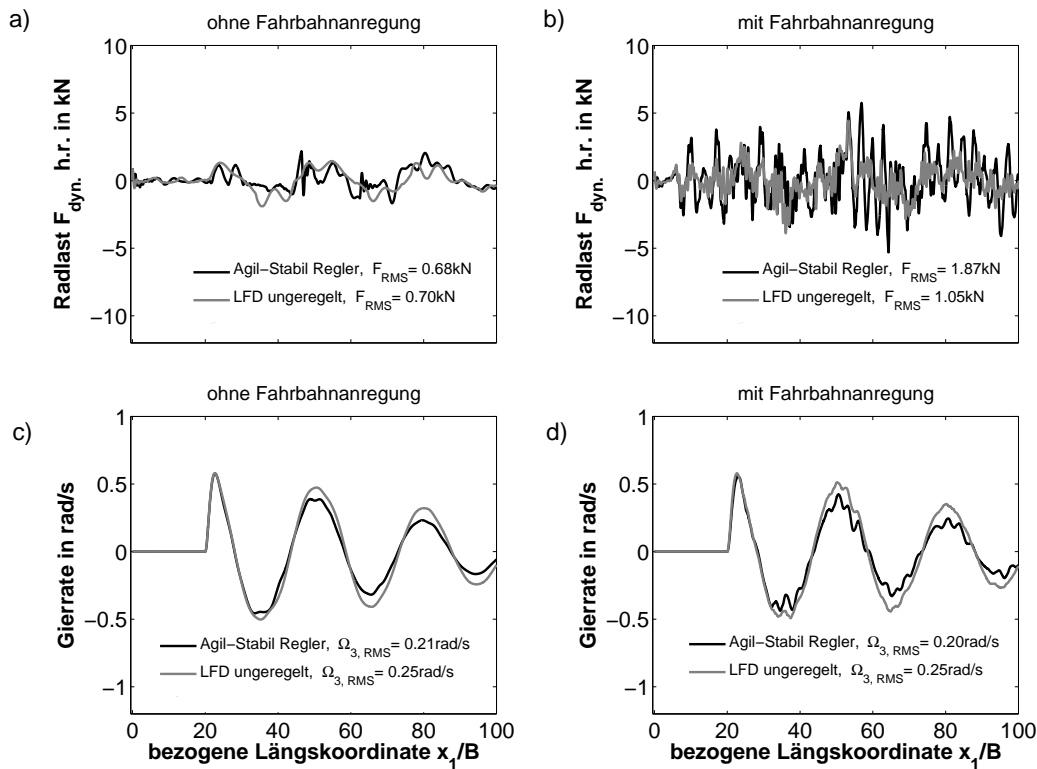


Abb. 5.21: Beeinflussung der sicherheitsrelevanten Größen dynamische Radlastschwankung in a), b) und Gierrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung

In Bild 5.22 sind die zum Ausweichversuch zugehörigen Amplitudenspektren der Aufbau- und Radbewegung für den a) ungeregelten und b) geregelten Fall jeweils mit Fahrbahnanregung dargestellt. Hinsichtlich der Lage der Eigenfrequenzen zeigt sich in beiden Abbildungen eine klare Trennung von Aufbau- und Radeigenschwingung in den Bereichen  $0.7 \dots 3 \text{ Hz}$  und  $10 \dots 15 \text{ Hz}$ .

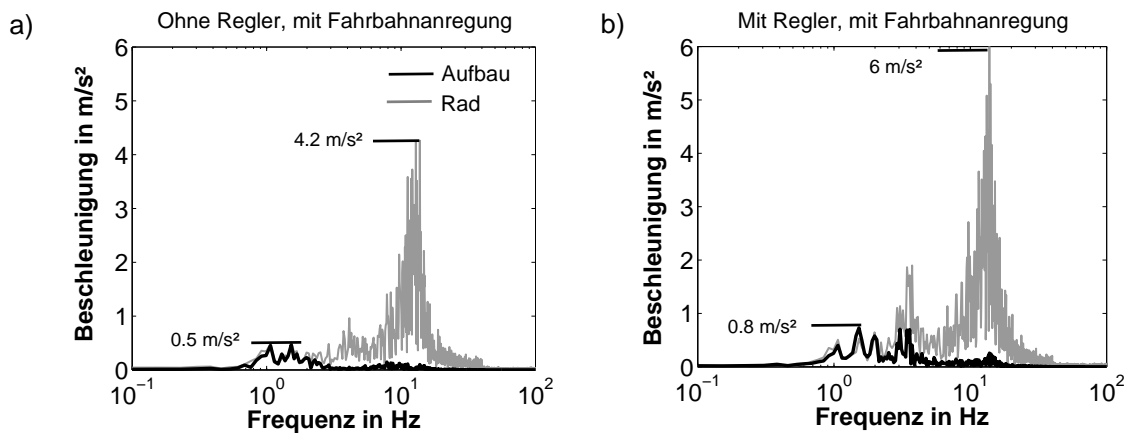


Abb. 5.22: Amplitudenspektren der Aufbaubewegung (schwarz) und Radbewegung (grau) für das a) ungeregelte LFD-Fahrzeug und b) das LFD-Fahrzeug mit Agil-Stabil-Regelung, jeweils mit realer Fahrbahnanregung

Die Amplituden der Radbewegung, dargestellt als graue Kurven in Bild 5.22, erfahren bei LFD-Regelung und Fahrbahnanregung im Radeigenfrequenzbereich 10...15 Hz einen deutlichen Anstieg von  $4.2 \text{ m/s}^2$  auf  $6 \text{ m/s}^2$ , was einem Anstieg von ca. 40 % entspricht. Dieser signifikante Anstieg der Radbeschleunigungen bestätigt die erhöhten Werte der Radlastschwankungen im Bild 5.21 b) und ist als äußerst kritisch einzustufen. Eine entsprechende Abhilfemaßnahme wird im folgenden Abschnitt vorgestellt.

Hinsichtlich der Amplituden der Aufbaubewegung, dargestellt als schwarze Kurven in Bild 5.22, zeigt sich mit LFD-Regelung ein ebenfalls markanter Anstieg selbiger von  $0.5 \text{ m/s}^2$  auf  $0.8 \text{ m/s}^2$ . Dies entspricht sogar einem Anstieg um 60 %. Insbesondere auffällig im Bild b) ist die Zunahme der Aufbauschwingungen im Bereich zwischen 2 Hz und 4 Hz. Die Verschiebung der Eigenschwingungen zu größeren Frequenzen kann durch die höheren dynamischen LFD-Steifigkeiten bei geschlossenem Ventil gedeutet werden. Faktisch befinden sich bei aktiver LFD-Regelung immer die LFD-Federbeine einer Achse auf dem hohen Steifigkeitsniveau. Wie im Kap. 2.3.3 bei den Grundlagen des Luftfederdämpfers bereits herausgestellt, ist die Verschiebung der Eigenfrequenzen hin zu größeren Frequenzen ein entscheidender Grund für die Abnahme des Komforts.

### 5.3 Optimierte Abstimmung zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort

Die Simulationsergebnisse in Abschnitt 5.2.4 zeigen, dass ein Zielkonflikt bei der Abstimmung eines geregelten LFD-Fahrzeugs vorliegt. Demnach zieht eine Verbesserung der Handlingeigenschaften eine Verschlechterung der Fahreigenschaften hinsichtlich Sicherheit und Komfort nach sich. Tabelle 5.1 verdeutlicht die Zusammenhänge.

Kriterium	ohne Fahrbahnanregung, mit LFD-Regelung	mit Fahrbahnanregung, mit LFD-Regelung
Fahrdynamik	+	+–
Fahrsicherheit	+	–
Fahrkomfort	+	–

Tab. 5.1: Qualitative Beurteilung der Fahreigenschaften des geregelten LFD-Fahrzeugs in Abhängigkeit von der Fahrbahnanregung (+ gut, - schlecht, +- mittel)

In der linken Spalte der Tabelle ist ersichtlich, dass auf einer idealen Fahrbahn die gewünschten Fahreigenschaften mit einer LFD-Regelung erreicht werden können. Hierbei erhält das geregelte LFD-Fahrzeug in den Bereichen Dynamik, Sicherheit und Komfort gute Bewertungen. Mit Fahrbahnanregung (Tabelle 5.1 rechts) zeigt sich die erwähnte Verschlechterung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort durch die LFD-Fahrdynamikregelung. Die Fahrdynamikeigenschaften nehmen hierbei geringfügig ab.

Eine Möglichkeit zur Milderung des vorliegenden Abstimmungskonflikts stellt die Verwendung von passiven Bypassventilen im Luftfederdämpfer dar. Unter einem passiven Ventil ist ein nicht geregeltes Ventil mit alleiniger Abhängigkeit der Ventiloffenfläche von der vorliegenden Druckdifferenz

gemeint. Bypassventile haben den entscheidenden Vorteil, dass zusätzliche Bypassventilfläche nur im Bedarfsfall bereitgestellt wird, d.h. zum Beispiel bei einer plötzlichen Fahrbahnunebenheit. Hierbei besteht die Möglichkeit die dynamische Steifigkeit eines LFD herabzusetzen bzw. zu begrenzen. Ein gleichzeitiger Eingriff an allen Federbeinen ist nicht erforderlich, sodass der fahrdynamische Effekt der LFD-Regelung nicht vollständig verloren geht.

Ein weiterer entscheidender Vorteil bei der Verwendung von Bypassventilen stellt die sich ergebende Möglichkeit der Verschiebung der LFD-Abstimmungsfrequenz  $f_0$  zu höheren Frequenzen dar. Wie im Abschnitt 4.2.1 beschrieben, lässt sich durch Erhöhung der Ventilblendenfläche die Abstimmungsfrequenz des LFD in den Eigenfrequenzbereich des Radkörpers verschieben und somit die dynamischen Radlastschwankungen reduzieren. Gerade diese Aufgabe kann ein parallel zum Verstellventil geschaltetes Bypassventil wahrnehmen. Von gesteuerten bzw. geregelten Bypassventilen wird an dieser Stelle abgesehen, weil die Reaktionszeiten eines derartigen Ventils zu hoch sind.

Eine Alternative zum Bypassventil stellt die Verwendung eines zum LFD-Federbein in Reihe geschalteten Lagers, ähnlich dem oberen Dämpferlager, dar. Diese Variante soll im Rahmen dieser Arbeit nicht weiterverfolgt werden, jedoch der Vollständigkeit halber Erwähnung finden.

### 5.3.1 Vorgehensweise der Optimierung

In diesem Abschnitt wird die verwendete Optimierungsmethode zur Abstimmung der Bypassventile vorgestellt. Der Öffnungsbeginn eines druckgesteuerten, selbsttätigen Ventils lässt sich über einen Differenzdruck im Luftfederdämpfer

$$\Delta p_{C,R} := p_1 - p_2 \quad (5.3)$$

beschreiben. Bei Überschreitung des Differenzdrucks beginnt das Ventil zu öffnen, bei Unterschreitung schließt das Ventil. Des Weiteren wird eine druckabhängige Flächennachgiebigkeit  $\kappa_{C,R}$

$$\kappa_{C,R} := \frac{dA}{d\Delta p} \quad (5.4)$$

[24] eingeführt. In Gl. 5.3 und 5.4 kennzeichnen  $p_1$  und  $p_2$  die Drücke der Einzelvolumina im LFD,  $\Delta p$  den Differenzdruck zwischen den Einzelvolumina und  $\kappa_{C,R}$  den Gradienten der Ventilfläche in Abhängigkeit des Differenzdrucks. Weiterhin stehen die tiefgestellten Indizes  $C$  und  $R$  für die Druckstufe ( $C$  = engl. compression) bzw. Zugstufe ( $R$  = engl. rebound). In Bild 5.23 a) ist eine zugehörige Ventilkennlinie und in b) der sich ergebende Parameterraum für eine Ventiloptimierung dargestellt. Die Ventilkennlinie im Bild a) ist sowohl für die Druckstufe als auch für die Zugstufe dargestellt. Freie Optimierungsparameter sind die Ventilmachgiebigkeiten  $\kappa_C$  und  $\kappa_R$  für die Druck- und Zugstufe sowie die Druckdifferenzen  $\Delta p_C$  und  $\Delta p_R$ , welche die richtungsabhängigen Öffnungsdrücke der Bypassventile kennzeichnen. Die resultierende Ventilfläche setzt sich aus einem Anteil  $A_b$  des elektromagnetischen Proportionalventils und einem Bypassanteil zusammen. In Bild 5.23 b) ist der sich ergebende Parameterraum für eine Auslegung des Bypassventils dargestellt.

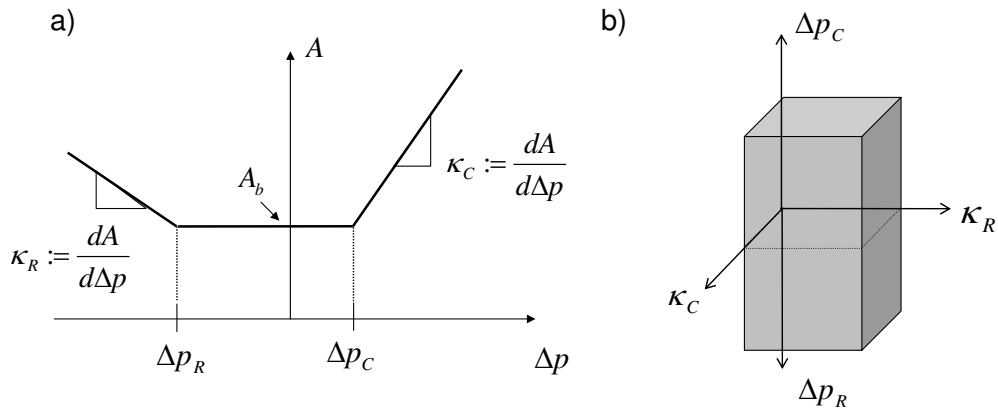


Abb. 5.23: a) Qualitative Darstellung der LFD-Ventilöffnung über der Druckdifferenz der Einzelvolumina und b) sich ergebender Parameterraum für die freien Parameter

Durch die gegebenen vier freien Parameter erstreckt sich dieser über vier Dimensionen. Eine optimale Bypassventilauslegung liegt vor, wenn die im Folgenden definierten Zielfunktionen

1. Regelabweichung und Lenkwinkel,
2. Radlastschwankung und
3. vertikale Aufbaubeschleunigung

in einer gesamtheitlichen Betrachtung ein Minimum erreichen. Zur Untersuchung dieses Optimierungsproblems wird der im Abschnitt 5.2.4 verwendete Ausweichversuch mit realer Fahrbahnanregung verwendet. Es werden virtuelle Fahrversuche im beschriebenen Parameterraum gefahren und die Zielfunktionen ausgewertet. Durch eine Plausibilitätsanalyse werden sinnvolle Ventilkonfigurationen von nicht sinnvollen gefiltert, um somit eine Reduktion der freien Parameter vornehmen zu können.

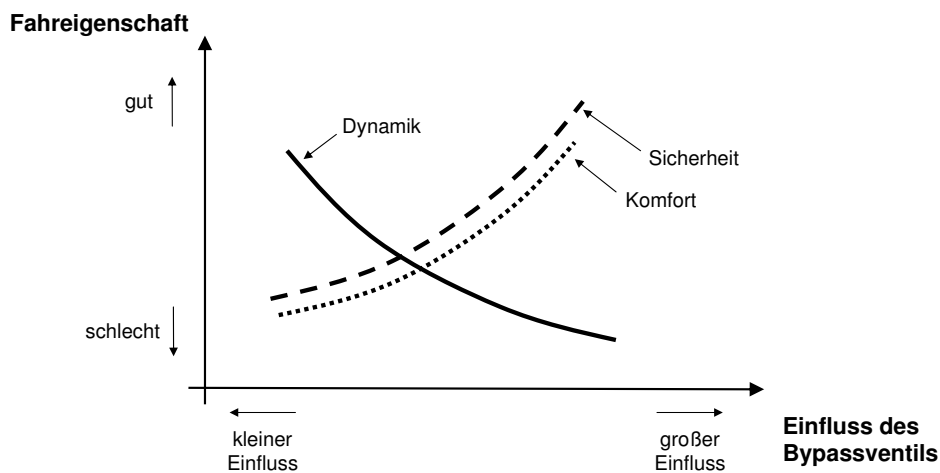


Abb. 5.24: Beeinflussung der Fahreigenschaften Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit des geregelten LFD-Fahrzeugs mit Bypassventilen (qualitative Darstellung)

Bild 5.24 zeigt die zu erwartenden Ergebnisse der Ventilloptimierung in qualitativer Art. Auf der horizontalen Achse ist der Einfluss des Bypassventils dargestellt, wobei große Werte mit kleinen Öffnungsdrücken bzw. großen Ventilmachgiebigkeiten erreicht werden können. Auf der vertikalen Achse ist die Güte der Fahreigenschaften hinsichtlich Dynamik, Sicherheit und Komfort aufgetragen. Es wird prognostiziert, dass ein Gewinn in den Bereichen Sicherheit und Komfort mit Einbußen im Bereich Dynamik und Handling einher geht. Der Verlust an Dynamik entsteht durch die Reduktion der erreichbaren dynamischen Steifigkeit des LFD und der damit verbundenen Reduktion der möglichen Wanksteifigkeit des gesamten Fahrzeugs. Der fahrdynamische Effekt, welcher nur durch die Aufteilung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse erreicht werden kann, versagt hier bei großen Ventilbypassflächen. Der sich gleichzeitig einstellende Gewinn in den Bereichen Sicherheit und Komfort lässt sich wie folgt deuten. Eine erhöhte resultierende Ventilfläche im LFD wirkt zum einen komfortoptimierend, indem die dynamische Steifigkeit herabgesetzt wird. Hierdurch werden die Fahrzeugeigenfrequenzen gesenkt, was zu einem Komfortanstieg führt. Zum anderen bewirkt die Vergrößerung der Ventilfläche einen Anstieg der Abstimmfrequenz  $f_0$  des LFD. Hierdurch wird eine effizientere Bedämpfung der Radeigenfrequenz möglich, was zu einer Verbesserung der Fahrsicherheit führt.

### 5.3.2 Durchführung und Ergebnisse der Optimierung

Als Wertebereiche für die Ventildifferenzdrücke und Ventilmachgiebigkeiten werden

$$\Delta p_{C,R} := [0, 1, 2, 3] \text{ bar} \quad (5.5)$$

und

$$\kappa_{C,R} := [0, 1, 2, 3, 4, 6, 10, 15] \text{ mm}^2/\text{bar} \quad (5.6)$$

gewählt. Für die Berechnung wird angenommen, dass der Ventilöffnungsdruck von Zug- und Druckstufe identisch ist, d.h.

$$\Delta p_C = \Delta p_R = \Delta p \quad (5.7)$$

gilt. Die Anzahl an zu rechnenden Ventilkonfigurationen vermindert sich hierdurch von 1024 auf 256, d.h. die Gesamtrechnenzeit wird um 75% reduziert. In Bild 5.25 sind die Simulationsergebnisse der vier Zielfunktionen integrale Regelabweichung, Lenkwinkel, Radlastschwankung und vertikale Aufbaubeschleunigung über den Ventilmachgiebigkeiten aufgetragen. Die Ergebnisse gelten für den Ventilöffnungsdruck 1 bar und sind jeweils auf den Wert des unregulierten LFD-Fahrzeugs bezogen. Folglich bedeutet ein Wert kleiner eins eine Verbesserung gegenüber dem unregulierten LFD-Fahrzeug und umgekehrt ein Wert größer eins eine Verschlechterung.



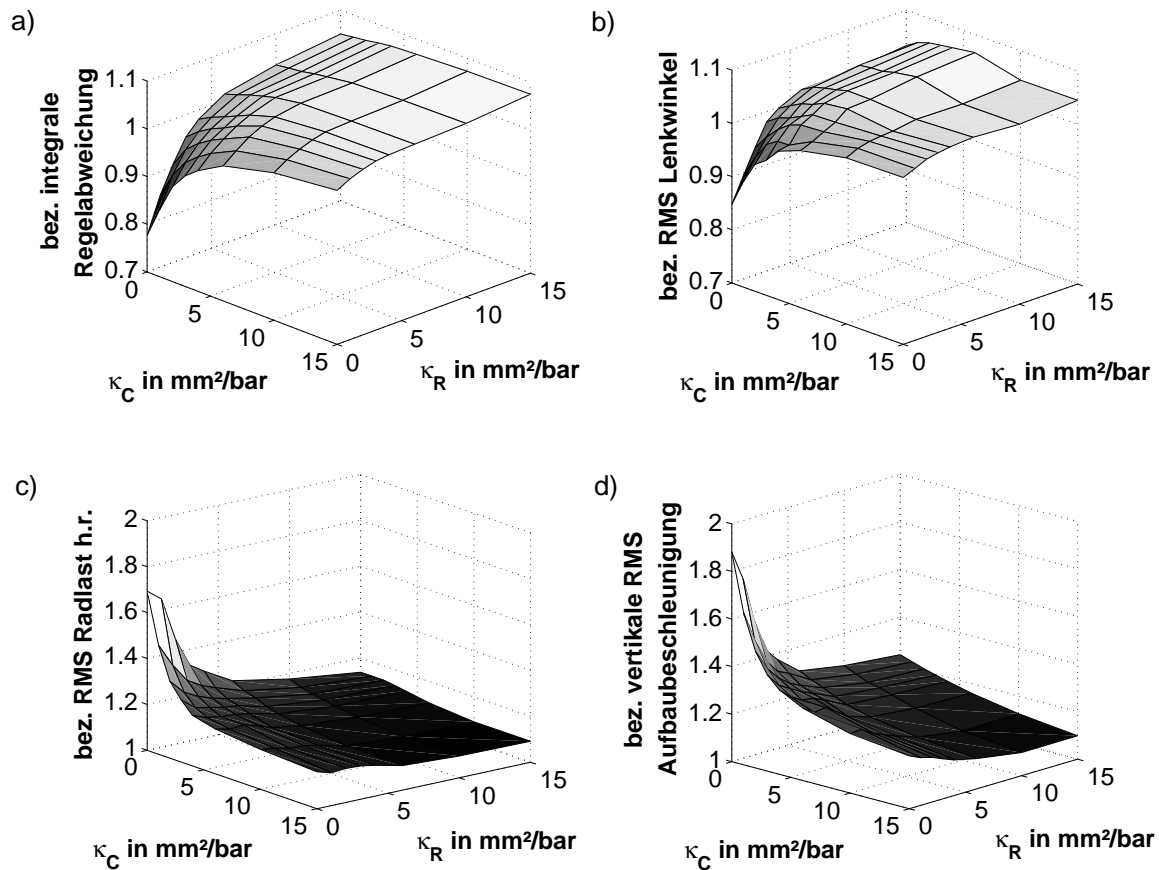


Abb. 5.25: a) - d) Optimierungsziefunktionen integrale Regelabweichung und quadratische Mittelwerte von Lenkwinkel, Radlastschwankung und Aufbaubeschleunigung ausgewertet für einen Ausweichversuch mit realer Fahrbahnanregung (jeweils bezogen auf das unregelte LFD-Fahrzeug, Ventildifferenzdruck  $\Delta p = 1$  bar)

Mit Hilfe von Bild 5.25 lassen sich die prognostizierten Verläufe aus Bild 5.24 bestätigen. Im Bild a) und b) ist ersichtlich, dass ein gutes Fahrzeughandling, d.h. ein geringer Lenkwinkelbedarf bei geringer integraler Regelabweichung nur mit kleinen Ventilmachgiebigkeiten möglich ist. Hierbei zeigen jedoch die Radlastschwankungen und die vertikalen Aufbaubeschleunigungen in Bild c) und d) eine deutlich zunehmende Tendenz.

Werden die Zielfunktionen über die ganzzahlige Anzahl der untersuchten Ventilkonfigurationen aufgetragen, ergibt sich die Darstellung in Bild 5.26. In den Bilder a) bis d) sind erneut die bezogenen Größen von integraler Regelabweichung sowie die quadratischen Mittelwerte von Lenkwinkel, Radlastschwankung und vertikale Aufbaubeschleunigung dargestellt. Die Inhalte von Bild 5.26 gehen jedoch über den Inhalt von Bild 5.25 deutlich hinaus, da alle untersuchten Ventildifferenzdrücke dargestellt sind.

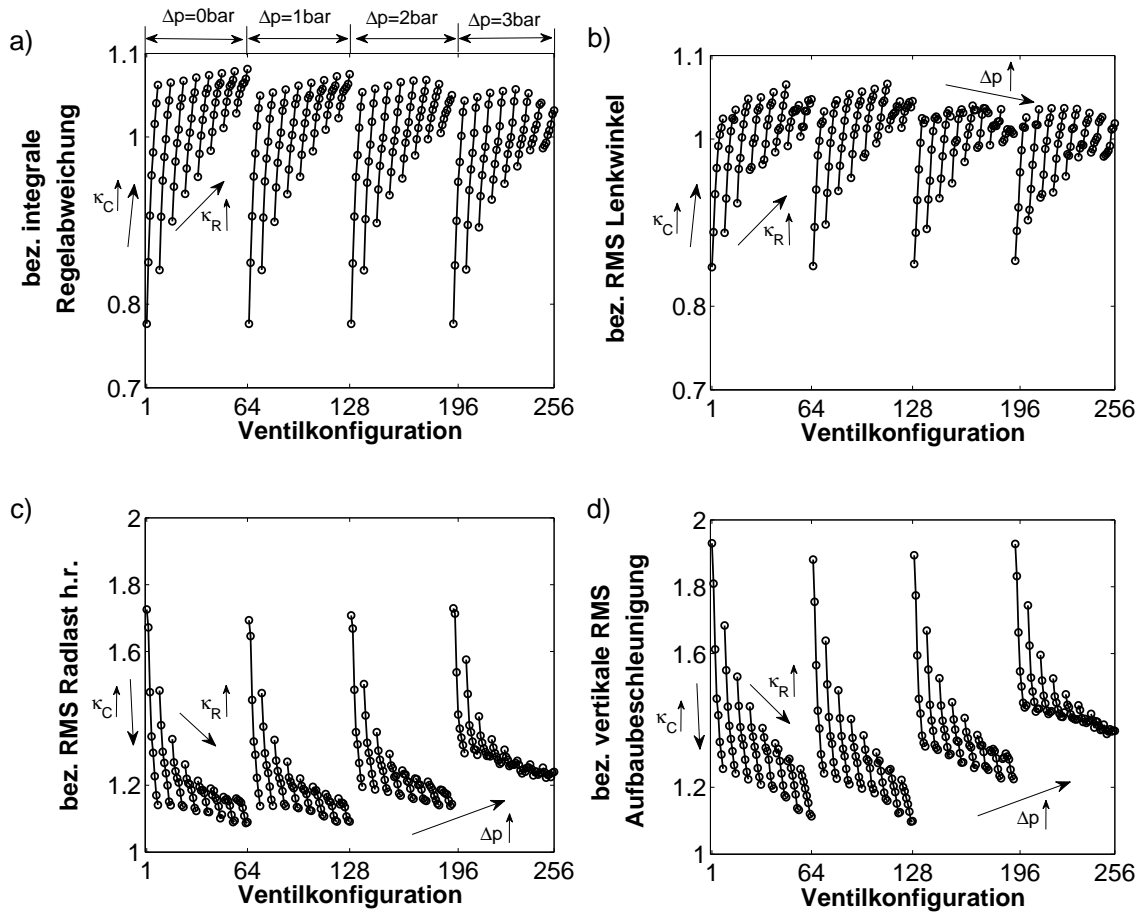


Abb. 5.26: a) - d) Optimierungsziefunktionen integrale Regelabweichung und quadratische Mittelwerte von Lenkwinkel, Radlastschwankung und Aufbaubeschleunigung aufgetragen über der Anzahl an untersuchten Ventilkonfigurationen (jeweils bezogen auf das unregelte LFD-Fahrzeug)

Die Periodizität der Ergebnisse in Bild 5.26 lässt sich wie folgt deuten. Bei jedem Ventilöffnungsdruck

$$\Delta p := [0, 1, 2, 3] \text{ bar} \quad (5.8)$$

werden 64 Simulationsrechnungen gefahren, vgl. Bild 5.26 a). Diese Anzahl ergibt sich aus dem Produkt der jeweils 8 Einzelnachgiebigkeiten für die Druck- und Zugstufe  $\kappa_C$  und  $\kappa_R$ , siehe Gl. 5.6. Für jeden Ventildifferenzdruck werden die Ventilmachgiebigkeiten für die Zug- und Druckstufe sukzessive erhöht. Werden die Parameter aus Gl. 5.5 und 5.6 zugrunde gelegt, nehmen die Ventilkonfigurationen 1 bis 20 beispielsweise die Form

$$\Delta p = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, \dots] \text{ bar}, \quad (5.9)$$

$$\kappa_R = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 2, 2, 2, 2, \dots] \text{ mm}^2/\text{bar}, \quad (5.10)$$

$$\kappa_C = [0, 1, 2, 3, 4, 6, 10, 15, 0, 1, 2, 3, 4, 6, 10, 15, 0, 1, 2, 3, \dots] \text{ mm}^2/\text{bar} \quad (5.11)$$

an. In Bild 5.26 a) und b) lassen sich die Ventilkonfigurationen aus der weiteren Betrachtung ausschließen, welche oberhalb des Werts 1 liegen, d.h. schlechtere Fahrdynamikeigenschaften als das

---

ungeregelte LFD-Fahrzeug aufweisen. Weiter lässt sich der Parameterraum einschränken, indem nur die Ventildifferenzdrücke 0 bar und 1 bar betrachtet werden. Für die größeren Ventildifferenzdrücke 2 bar und 3 bar zeigt sich im Bild 5.26 c) und d) eine signifikante Zunahme der dynamischen Radlastschwankungen und der vertikalen Aufbaubeschleunigungen. Im Gegensatz dazu verbessern sich die fahrdynamischen Eigenschaften in a) und b) nur minimal mit zunehmenden Ventildifferenzdrücken. Dieses Verhalten resultiert aus einem späteren Öffnen der Bypassventile, d.h. die Kurven nähern sich allmählich dem geregelten Fahrzeug ohne Bypassventil.

### 5.3.3 Fazit der Bypassoptimierung

Für den Fahrwerksapplikateur besteht die verbleibende Aufgabe darin, die Ventilmachgiebigkeiten  $\kappa_C$  und  $\kappa_R$  derart auszuwählen, dass eine bestmögliche Abstimmung zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort vorliegt. Wie bereits anhand der Bilder 5.24 und 5.25 diskutiert, kann hierbei nur ein Kompromiss in der Abstimmung gefunden werden. Werden im Bild 5.26 die Tendenzen betrachtet, welche eine Vergrößerung von  $\kappa_C$  und  $\kappa_R$  bewirken, so führt eine Vergrößerung selbiger Werte zwar auf eine Verbesserung der Kenngrößen für Sicherheit und Komfort, im Gegenzug dazu verliert jedoch das Fahrzeug an Agilität. Die Ergebnisse zeigen, dass eine gänzliche Auflösung des Zielkonflikts mit Hilfe von Bypassventilen nicht möglich ist. Jedoch besteht für den Fahrwerksentwickler die Möglichkeit eine Auslegung entsprechend der Abstimmphilosophie des Fahrzeugherstellers vorzunehmen.

## 5.4 Experimentelle Untersuchungen am Hardware-in-the-Loop Prüfstand

### 5.4.1 Ziele der Hardware-in-the-Loop Untersuchungen

Mit den nachfolgenden Untersuchungen werden drei Ziele verfolgt:

1. Softwareseitige Umsetzung eines LFD-Reglers,
2. Hardwareseitige Umsetzung einer Ventilansteuerung,
3. Validierung der Regelalgorithmen an der realen Regelstrecke „Federbein“.

Unter der softwareseitigen Umsetzung des LFD-Reglers wird die Implementierung auf einer echtzeitfähigen Mess-, Steuer- und Regelplattform verstanden. Als Hardwareumgebung wird ein dSPACE-Regler verwendet, welcher sich über die signalbasierte Software Matlab-Simulink konfigurieren lässt.

Gemäß dem heutigen Stand der Technik wird die Ventilansteuerung über Pulsweitenmodulation (PWM) ausgeführt. Diese Art der Ansteuerung weist äußerst geringe Latenzzeiten auf und ist durch die digitale Art der Ansteuerung besonders Fehlerresistent. Für die Ansteuerung stellt die verwendete dSPACE-Plattform bis zu vier geeignete PWM-Ausgänge zur Verfügung. Ein zusätzlicher Verstärker transformiert das PWM-Signal in einen geeigneten Ventilstrom.

Ein drittes wesentliches Ziel ist die Validierung von Regelalgorithmen an der realen Regelstrecke. Die hierbei durchgeführten Untersuchungen beschränken sich auf die Komponentenebene „Federbein“, d.h. auf eine experimentelle Untersuchung auf Gesamtfahrzeugebene wird hier verzichtet.

Jedoch erlaubt die Validierung am Teilsystem, unter Einbeziehung der gesamten Mess- und Aktorikette, bereits zahlreiche Rückschlüsse auf das reale Regelverhalten und dient letztendlich als Vorbereitung für den Wechsel in ein Versuchsfahrzeug. Die frühzeitige Möglichkeit zur Beurteilung des Echtzeitverhaltens des geregelten Systems - bei minimalen Betriebs- und Investitionskosten - stellen entscheidende Vorteile des Verfahrens dar.

#### 5.4.2 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

##### Beschreibung des Versuchsaufbaus

Für die Durchführung der Versuche wird ein Hardware-in-the-Loop (HiL) Prüfstand verwendet. Hierfür steht eine servohydraulische, einaxiale Prüfmaschine der Fa. MTS und eine echtzeitfähige Mess-, Steuer- und Regelplattform der Fa. dSPACE zur Verfügung. In Bild 5.27 ist ein Schemabild des HiL-Prüfstands mit semiaktivem Luftfederdämpfer und der zugehörigen LFD-Ventilverstellung zu erkennen.

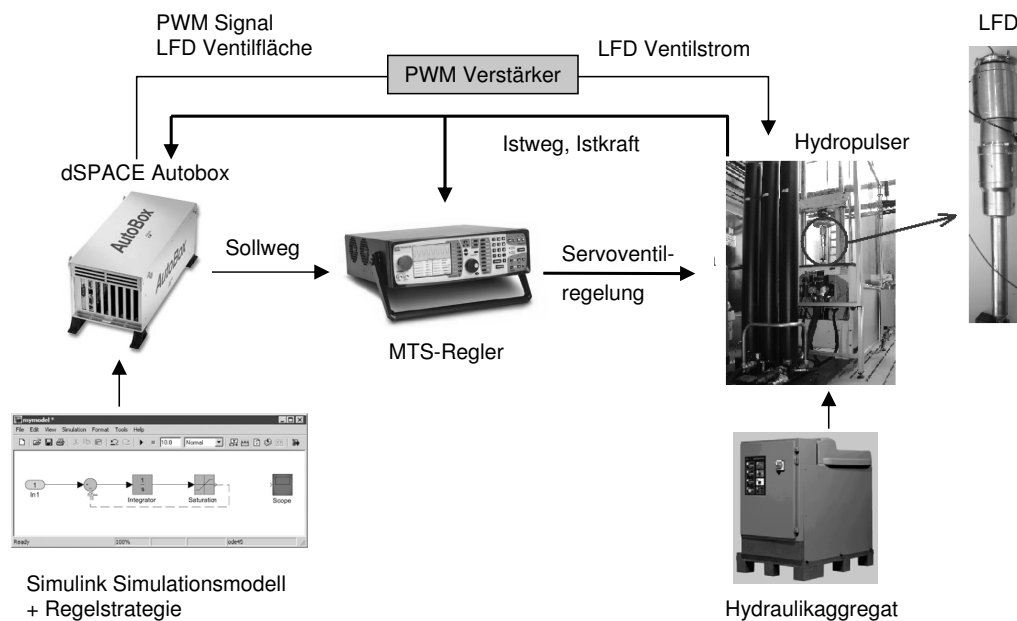


Abb. 5.27: Verwendetes HiL-Prinzip zur Teilvalidierung der Fahrdynamikregelung über Luftfederdämpfer

Prinzipiell besteht die Möglichkeit das Kraftelement über eine Weg- oder eine Kraftregelung anzuregen. In beiden Fällen lässt sich ein Sollwert von einem dSPACE-Echtzeitregelsystem erzeugen und an den Prüfstandsregler (MTS-Regler) als Eingangssignal übermitteln. Der Prüfstandsregler hat die Aufgabe die Servoventile der Prüfmaschine derart anzusteuern, dass die Istwerte den Sollwertverläufen folgen. Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen wird der Prüfstand ausschließlich über eine Wegregelung betrieben. Die Messsignale Kraft, Weg und Ventilstrom werden in den dSPACE-Regler zurückgeführt, welcher gleichzeitig zur Aufzeichnung der Messdaten verwendet wird.

In Bild 5.28 ist die Umsetzung des Agil-Stabil-Reglers und die zugehörige Ansteuerung des PWM-Verstärkers dargestellt. Unten links im Bild erfolgt die Vorgabe der vorher in der Simulation berechneten Istgierrate. Oben links ist der Agil-Stabil-Regler dargestellt, welcher aus den Eingangsgrößen

Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , Reglerempfindlichkeit  $k$  und maximalem Reibwert  $\mu_{max}$  zwischen Fahrbahn und Reifen die kritische Gierrate berechnet. Durch den Vergleich mit der Istgierrate berechnet der Algorithmus die entsprechende Ventilblendenfläche  $A_b$  und leitet diese an den PWM-Block weiter. Für die Ansteuerung des PWM-Verstärkers wird hier eine Umrechnung von einer Ventilfläche in eine Pulsweite durchgeführt. Die Trägerfrequenz des PWM-Signals ist durch die Hardware vorgegeben und kann, je nach Hardwarekonfiguration, zwischen mehreren 100 Hz bis mehrere 1000 Hz betragen. Ein vollständig geöffnetes Ventil liegt vor, wenn die Pulsweite gerade der Periodendauer der Trägerfrequenz entspricht. Umgekehrt befindet sich das Ventil in der geschlossenen Stellung, wenn das Verhältnis von Pulsweite zu Periodendauer der Trägerfrequenz gegen null geht.

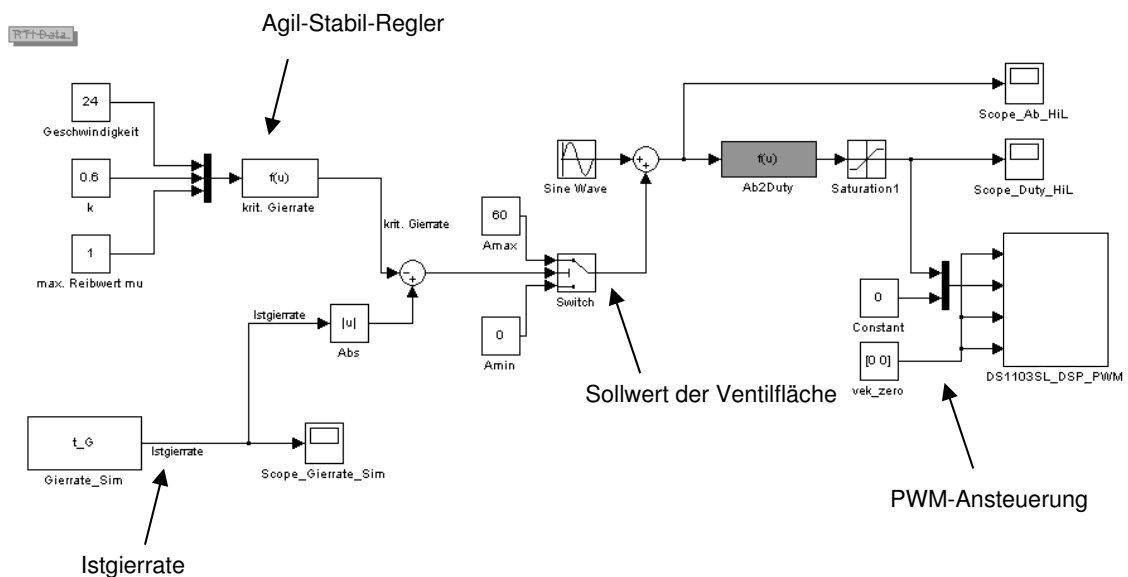


Abb. 5.28: Umsetzung des Agil-Stabil-Reglers in Simulink mit Ansteuerung des PWM-Verstärkers über eine Simulink-dSPACE Hardware-Schnittstelle

### Beschreibung der Versuchsdurchführung

Für die Durchführung der Versuche steht ein reales Federbein eines Luftfederdämpfers der Hinterachse zur Verfügung. Um die tatsächliche Beeinflussung der Fahrdynamik über geregelte Luftfederdämpfer nachweisen zu können, wären mindestens zwei Federbeine erforderlich. Nur so ist es möglich die Radlastverschiebung zwischen kurveninnerem und kurvenäußerem Rad abzubilden. Um dennoch eine Validierung der LFD-Regelung vornehmen zu können, wird sich hier einer anderen Methode bedient. Aus den Simulationsergebnissen des Ausweichversuchs sind die Federweg-, Federkraft- und Ventilflächenhistorien aller Federbeine sowie der zeitliche Verlauf der Fahrzeuggierrate bekannt. Es ist vorgesehen die Federweghistorie eines Federbeins sowie die Fahrzeuggierrate als Eingangssignale für den HiL-Prüfstand zu verwenden. Der dSPACE-Regler übernimmt hierbei zwei Aufgaben. Zum einen wird aus dem Signal der Gierrate eine LFD-Ventilfläche gemäß dem Agil-Stabil-Regelprinzip berechnet und eine entsprechende Bestromung des Verstellventils über den PWM-Verstärker vorgenommen. Zum anderen übergibt der dSPACE-Regler den LFD-Federweg als Sollgröße an die servohydraulische Prüfmaschine. Mit Hilfe der am Prüfstand gemessenen Kraft- und Ventilgrößen kann nun eine Validierung der Simulationsergebnisse vorgenommen werden.

### 5.4.3 Versuchsergebnisse

Nachfolgend werden am Beispiel des Ausweichversuchs die in der Simulation gewonnenen Weg- und Krafthistorien eines Luftfederdämpfers mit den Messungen am HiL-Prüfstand verglichen. Hierbei werden die Versuche sowohl mit als auch ohne Regelung gefahren und schließlich das Schaltverhalten des gesteuerten Ventils diskutiert.

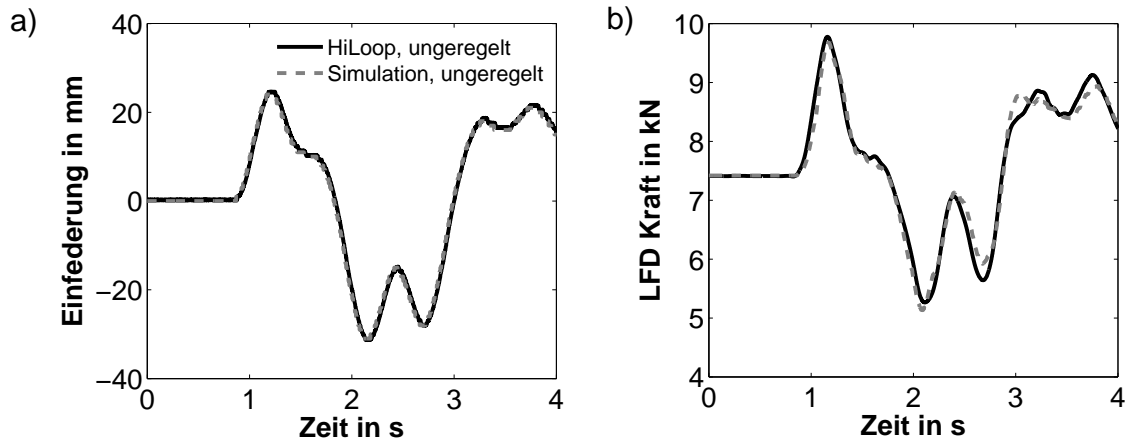


Abb. 5.29: a), b) Weg- und Kraftverläufe am Federbein hinten rechts ohne LFD-Regelung

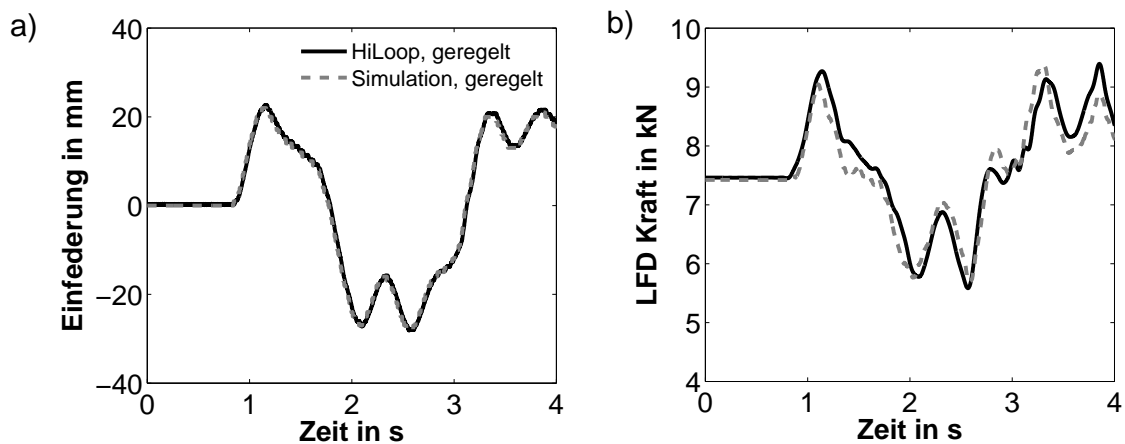


Abb. 5.30: a), b) Weg- und Kraftverläufe am Federbein hinten rechts mit LFD-Regelung

Die Weganregungen und die zugehörigen Kraftantworten aus Simulation und Versuch für den ungeregelten Fall sind in Bild 5.29 gegenübergestellt. An den Wegverläufen im Bild a) ist sehr gut zu erkennen, dass der Prüfstand in der Lage ist, das Sollwegsignal mit sehr hoher Genauigkeit nachzufahren. Der Ausweichversuch beginnt mit einer Linkskurve, d.h. die Räder der rechten Fahrzeugseite erfahren eine Einfederung. Im vorliegenden Fall bestätigt sich dieses Verhalten mit einer positiven Einfederung beginnend zur Zeit  $t = 0.9$  s. Hinsichtlich der sich einstellenden Kräfte im Bild b) zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und dem Versuch mit Abweichungen unter 5 %.

In Bild 5.30 sind die Weg- und Kraftverläufe mit Regelung gegenübergestellt. Die Verläufe der Anregung im Bild a) stimmen, wie im vorherigen Fall, sehr gut zwischen Simulation und Experi-

ment überein. Bei den Kraftverläufen im Bild b) zeigt sich eine qualitative Übereinstimmung, d.h. die Kraftänderungen infolge der Ventilverstellung können mit dem Modell erfasst werden. Die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment liegen in der Größenordnung 5 %. Die Ursachen für diese Abweichungen können beispielsweise aus der kennlinienbasierten Modellierung der stark nichtlinearen Zusatzfedern in Zug- und Druckrichtung im LFD bzw. aus sonstigen Elastizitäten des Prüfaufbaus herrühren. Ein weiterer Grund für Abweichungen stellt das gesteuerte Ventilverhalten dar. Die Bestimmung des Verstellventils erfolgt kennlinienbasiert und eine Rückführung der tatsächlich vorliegenden Ventilfläche erfolgt nicht. Somit ist nicht sichergestellt, dass der Ventilflächensollwert tatsächlich von der PWM-Ansteuerung eingestellt wird.

Das zum geregelten Fall zugehörige Schaltverhalten des Agil-Stabil-Reglers geht aus Bild 5.31 hervor. In Bild a) bis c) sind die auf die kritische Gierrate bezogene Fahrzeuggierrate, der vom Agil-Stabil-Regler berechnete Ventilflächensollwert und der auf den Maximalstrom bezogene Ventilstrom dargestellt.

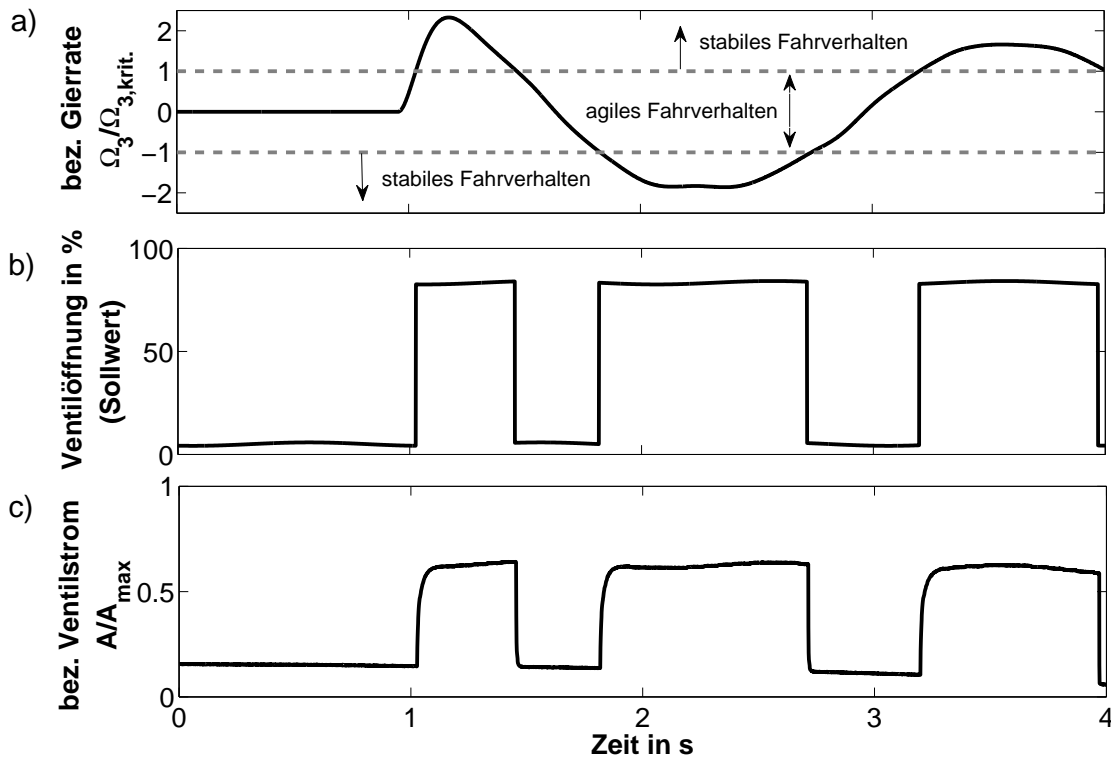


Abb. 5.31: Darstellung von a) Fahrzeuggierrate bezogen auf die kritische Gierrate, b) Sollwerte der Ventilflächen und c) Ventilstrom bezogen auf Maximalstrom am LFD hinten rechts mit Agil-Stabil-Regelung

Im vorliegenden Fall ergibt sich die kritische Gierrate gemäß dem Agil-Stabil-Regelalgorithmus zu

$$\Omega_{3,krit}^A = \frac{k\mu_{max}g}{v} = 0.24 \text{ rad/s}, \quad (5.12)$$

wobei folgende Parameter dem Fahrversuch zugrunde liegen:

- Reglerempfindlichkeit  $k = 0.6$ ,
- Reibwert  $\mu_{max} = 1$ ,

- 
- Gravitationskonstante  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ,
  - Fahrzeuggeschwindigkeit  $v = 24 \text{ m/s}$ .

Zu Beginn des Fahrmanövers befindet sich der Regler in der agilen Schaltposition. Die zugehörigen Ventilflächen der hier betrachteten Hinterachse befinden sich auf einer Minimalfläche, siehe Bild 5.31 b). Zum Zeitpunkt  $t \approx 1.1 \text{ s}$  wechselt der Regler in die untersteuernde Schaltposition, d.h. einer großen Ventilfläche an der Hinterachse. Der Grund für diesen Umschaltvorgang liegt am Überschreiten der kritischen Gierrate, d.h. das Verhältnis von Fahrzeuggierrate und kritischer Gierrate erreicht im Bild a) den Wert eins. Werden die zugehörigen Ventilstromverläufe im Bild c) betrachtet, ist hier das typische  $PT_1$ -Schaltverhalten ersichtlich. Dieses Verhalten tritt sowohl beim Schaltvorgang von kleinen zu großen Ventilflächen als auch von großen zu kleinen Ventilflächen auf. Da das Ventil im unbestromten Zustand geschlossen ist und bei einem Öffnungsvorgang die Federvorspannung überwunden werden muss, unterscheiden sich die Zeitkonstanten beim Öffnen und Schließen. Bei näherer Betrachtung der Schaltfrequenz des Agil-Stabil-Reglers fällt auf, dass diese in einem eher niederfrequenten Bereich angesiedelt ist, d.h. die Verstellzeit für einen Öffnungs- bzw. Schließvorgang des Ventils sehr viel kleiner ist, als die Verweilzeit auf einem der beiden Ventilflächenniveaus. Somit zieht das verzögerte  $PT_1$ -Schaltverhalten des Verstellventils keine wesentliche Beeinträchtigung der Fahrdynamikeigenschaften nach sich.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Untersuchungen am HiL-Prüfstand eine Validierung der LFD-Regelung in Verbindung mit einem realen Federbein darstellen. Die eingangs definierten Ziele der software- und hardwareseitigen Umsetzung von Regelung und Ventilansteuerung werden somit erreicht. Durch die erfolgreiche Inbetriebnahme eines geregelten Luftfederdämpfers werden ebenfalls die entscheidenden Voraussetzungen für einen Wechsel vom Prüfstand in ein Versuchsfahrzeug erfüllt.



---

## 6 Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick

---

### 6.1 Ergebnisse

Im ersten Teil der Arbeit werden die theoretischen Grundlagen über Luftfederung und Luftdämpfung vorgestellt. Am Beispiel eines 2-Raum-LFD wird herausgestellt, dass sich die Modulsteifigkeit in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz bzw. der Ventilblendenfläche zwischen zwei adiabaten Steifigkeitsniveaus bewegt. Das vorherrschende Steifigkeitsverhältnis zwischen unterem und oberem Steifigkeitsniveau beträgt bei einem 2-Raum LFD bis zu Faktor 20 und hängt alleine von der Geometrie ab. Durch eine physikalische Modellbildung eines Luftfederdämpfers wird ein Instrument zur Simulation und gezielten Komponentenauslegung vorgestellt. Eine Validierung des Modells wird anhand von Prüfstandsversuchen durchgeführt.

Es folgt die Vorstellung eines 5-Körper Fahrzeugmodells mit Berücksichtigung der Achselastokinematik. Das entwickelte Fahrzeugmodell weist die Vorteile

- offener Quellcode,
- objektorientierter Sprachstandard zur Wiederverwendung von Programmstrukturen und
- Echtzeitfähigkeit bei hoher Detaillierung

auf. Das Modell basiert auf einem physikalischen Modellierungsansatz und ist daher sehr gut parametrisierbar. Für die Abbildung der Achselastokinematik und des Reifens kommen kennlinienbasierte Modelle zum Einsatz. Eine Anpassung an verschiedene Achskonstruktionen ist somit ebenfalls möglich. Ein vorausschauender Fahrerregler ermöglicht das Nachfahren beliebiger Closed-Loop-Fahrmanöver.

Nach der Modellierung der Regelstrecke werden geeignete Steuer-/Regelprinzipien für Luftfederdämpfer zur positiven Beeinflussung der Fahrdynamik vorgestellt. Anhand existierender Fahrdynamikregelsysteme werden physikalische Prinzipien zur Fahrdynamikbeeinflussung erfasst und eine Übertragung auf den LFD vorgenommen. Innerhalb dieser Arbeit werden drei Regler mit den Bezeichnungen

- Agil-Stabil-Regler,
- Giersollratenregler,
- Krümmungsregler

untersucht. Alle Regler basieren auf der anteiligen Aufteilung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse. Ein untersteuerndes Eigenlenkverhalten wird erreicht, indem die LFD-Ventilflächen der Vorderachse klein und die LFD-Ventilflächen der Hinterachse groß gewählt werden. Umgekehrt lässt sich ein agiles Eigenlenkverhalten erreichen, indem die LFD-Ventilflächen der Vorderachse groß und die LFD-Ventilflächen der Hinterachse klein gewählt werden.

---

Anhand virtueller Fahrversuche werden die Potentiale der drei LFD-Regler gegenüber dem unregulierten LFD-Fahrzeug und dem hydraulisch gedämpften Luftfederfahrzeug vorgestellt. Das Open-Loop-Manöver Lenkwinkelsprung zeigt, dass eine systembedingte Trägheit der Größenordnung 1 s bei einer LFD-Ventilverstellung vorherrscht. Im Zeitraum 1 s bis 5 s nach dem Lenkwinkelsprung wird eine Beeinflussung der Fahrdynamik möglich. Am Beispiel eines Ausweichversuchs wird gezeigt, dass durch die LFD-Regelung eine signifikante Reduktion der Regelabweichung zur Sollbahn um 15% bei gleichzeitig geringerem Lenkwinkelbedarf möglich ist. Ebenfalls stellt sich heraus, dass die Querbearschleunigung mit LFD-Regler geringer ausfällt und dadurch der Ausweichversuch mit einer bis zu 12% höheren Manövergeschwindigkeit gefahren werden kann. Als Fazit lässt sich festhalten, dass eine LFD-Regelung für instationäre Fahrmanöver im Übergangsbereich zwischen 0.4 und 0.8g Querbearschleunigung Potentiale zur Fahrdynamikbeeinflussung bietet.

Wirkt parallel zur LFD-Regelung eine starke Fahrbahnanregung wird eine deutliche Verschlechterung der komfort- und sicherheitsbezogenen Kenngrößen festgestellt. Die RMS-Werte der vertikalen Aufbaubearschleunigungen des geregelten Fahrzeugs nehmen hierbei bis zu zweifache Werte des unregulierten Fahrzeugs an. Ein quantitativ ähnliches Verhalten zeigen die RMS-Werte der dynamischen Radlastschwankungen. Über eine Optimierungsrechnung werden Bypassventile innerhalb der Luftfederdämpfer eingeführt und somit eine Möglichkeit zur Milderung des Abstimmungskonflikts zwischen Dynamik, Sicherheit und Komfort vorgestellt. Die von den Bypassventilen zusätzlich bereitgestellten Ventilflächen ermöglichen eine Verbesserung der komfort- und sicherheitsbezogenen Kenngrößen. Möglich wird diese Verbesserung durch ein Herabsetzen der dynamischen LFD-Steifigkeit, was zu einer Verringerung der Aufbaueigenfrequenz führt. Gleichzeitig bewirkt die Ventilflächenvergrößerung eine Verschiebung der LFD-Abstimmfrequenz in den Radeigenfrequenzbereich, was zu einer effizienteren Bedämpfung des Rads führt. Eine gänzliche Auflösung des Zielkonflikts ist jedoch nicht möglich, da die Verbesserungen in den Bereichen Sicherheit und Komfort den Fahrdynamikvorteil der LFD-Regelung zunehmend aufheben.

Untersuchungen an einem Hardware-in-the-Loop Prüfstand bestätigen die Umsetzbarkeit des Agil-Stabil-Reglers auf einer Echtzeitregelplattform. Im Experiment wird die Federweghistorie eines virtuellen Ausweichversuchs einem realen LFD-Federbein aufgeprägt. Der Hardwareregler berechnet anhand des Fahrzustands eine dem Agil-Stabil-Regelprinzip entsprechende Ventilverstellung und leitet das Stellsignal an einen PWM-Verstärker, welcher die Ventilverstellung am realen Federbein in Echtzeit bewirkt. Die im HiL-Versuch ermittelten Kraftantworten des LFD bestätigen die Ergebnisse aus der Simulation.

## 6.2 Übertragbarkeit der Ergebnisse

Eine Übertragbarkeit der entwickelten Regelprinzipien Gierratenregler und Agil-Stabil-Regler ist insbesondere bei einem Fahrzeug mit elektronischer Stabilitätsregelung (z.B. ESP) ohne großen Zusatzaufwand verbunden. Dies wird insbesondere durch die bereits vorhandene Sensorik und Reglerarchitektur möglich. Für eine Umsetzung des Krümmungsreglers ist zusätzlicher Aufwand zur Bestimmung der Soll- und Istwerte der Kurvenkrümmung erforderlich. Für die Erfassung der Sollwerte stehen optische oder GPS-basierte Verfahren zur Verfügung. Hierfür ist es denkbar die Kurvenkrümmung entwe-

---

der durch einen vorausschauenden Fahrbahnskan oder eine satellitengestützte, optische Auswertung des Fahrbahnverlaufs zu ermitteln. Für eine Berechnung der Istwerte der Kurvenkrümmung ist eine modellbasierte Schätzung mittels eines Zustandsbeobachters erforderlich.

Die Untersuchungen am HiL-Prüfstand können als Vorbereitung für einen Wechsel in ein Versuchsfahrzeug aufgefasst werden. Die verifizierte Mess- bzw. Aktorikkette, bestehend aus echtzeitfähigem Mess- und Regelsystem, PWM-Verstärker und semiaktivem Federbein mit Verstellventil, lässt eine direkte Übertragung ins Fahrzeug zu. Hierbei ist insbesondere der erbrachte Nachweis über die Echtzeitfähigkeit der LFD-Regelung ein wertvoller Punkt.

### 6.3 Relevanz für andere Systeme

Ein semiaktiver Luftfederdämpfer kann für alle Systeme interessant sein, bei denen

- eine proportionale Adaption von Steifigkeit und Dämpfung mit dem Fülldruck und somit eine von der Beladung unabhängige Eigenfrequenz erforderlich ist,
- das Federbein die Funktion einer Niveauregulierung erfüllt,
- eine frequenzabhängige Dämpfung bei einer typischen Frequenz erwünscht ist,
- ein gutes Isolationsverhalten hinsichtlich übertragener Vibrationen, bei geringen Coulombschen Reibkräften erforderlich ist.

Die eingangs aufgezeigten theoretischen Grundlagen zu Luftfederung und Luftdämpfung sind allgemein gültig und auf Luft-Feder-Dämpfer Systeme mit  $N$  Volumina anwendbar. Es sind ebenfalls Kombinationen mit einem oder mehreren konstanten Zusatzvolumina denkbar.

Das vorgestellte Fahrzeugmodell in der Programmsprache Modelica kann als eine Basis für weitere Untersuchungen im wissenschaftlichen, akademischen Bereich dienen. Insbesondere hervorzuheben ist der offene Quellcode, worin sich das Modell von kommerziellen Programmen unterscheidet. Beispielsweise lassen sich die semiaktiven LFD-Federbeine durch Modelle von aktiven Federbeinen ersetzen und entsprechende virtuelle Fahrversuche durchführen.

Eine Übertragbarkeit der entwickelten LFD-Regelstrategien auf andere adaptive, semiaktive und aktive Federbeine ist ebenso denkbar.

### 6.4 Ausblick

Als letztlich ausstehender Punkt steht der Fahrversuch aus. Hierfür ist eine Applikation der entwickelten Regelstrategien in einem LFD-Versuchsfahrzeug vorzunehmen und entsprechende Fahrversuche durchzuführen. Alleine durch die Rückmeldung des subjektiven Eindrucks von professionellen Testfahrern ist eine letztendliche Entscheidung für oder wider einer LFD-Regelung möglich.

Eine Beurteilung ist anhand von Open-Loop- und Closed-Loop-Fahrversuchen durchzuführen. Entscheidende Kriterien sind der tatsächlich erreichbare Gewinn an Fahrdynamik in Relation zu den Komfort- und Sicherheitseinbußen. Für eine messtechnische Erfassung sind hierfür neben den üblichen Fahrdynamiksensoren (Quereschleunigung, Gierrate, Lenkwinkel, Vertikalbeschleunigung, ...)

---

eine Erfassung der dynamischen Radlastschwankungen (Messfelge bzw. Aachener- od. Braunschweiger-Verfahren [42]) erforderlich. Für die Open-Loop-Versuche ist das Fahrzeug mit entsprechender Aktorik zur Lenkwinkel- und Geschwindigkeitsvorgabe auszurüsten.

Für eine finale Abstimmung der LFD-Bypassventile werden Versuche am HiL-Prüfstand bzw. im realen Fahrzeug vorgeschlagen. Hierfür sind die Bypassventile derart auszuführen, dass eine einfache Einstellung der Ventildruckvorspannung und ein simpler Austausch der Ventildruckfeder zur Variation der Federsteifigkeit möglich sind. Bezüglich der Versuchsfahrten sollte die Möglichkeit bestehen die Versuche auf Teststrecken mit unterschiedlich stark ausgeprägter Unebenheit durchführen zu können. Somit ist eine allgemeinere Beurteilung des Einflusses einer LFD-Regelung auf die komfort- und sicherheitsrelevanten Kenngrößen sichergestellt.

Auch ausstehend ist eine Untersuchung der Interaktion zwischen der vorgestellten LFD-Regelung und einer elektronischen Stabilitätsregelung. Bisher wurde davon ausgegangen, dass eine klare Trennung des Wirkungsbereichs von LFD-Regelung und der elektronischen Stabilitätsregelung vorliegt. Es ist denkbar derartige Untersuchungen zur Interaktion der Regelsysteme mit einem virtuellen Versuchsfahrzeug durchzuführen. Hierfür kann das erstellte Fahrzeugmodell aus dieser Arbeit als Basis dienen. Für eine gemeinsame Applikation von LFD-Regelung und Stabilitätsregelung sollte zudem eine Vernetzung beider Regelsysteme in Betracht kommen.

---

## 7 Literaturverzeichnis

---

- [1] **Behmenburg, C.:** *Alternative Dämpfungssysteme für Luftfederfahrzeuge*, Tagung Federung und Dämpfung im Fahrwerk, Stuttgart, 2004
- [2] **Benz, A.:** *Entwicklung von Regel-/Steuerstrategien für ein adaptives, luftgedämpftes Pkw-Fahrwerk zur Optimierung der Fahrdynamik*, Studienarbeit am Institut Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2009
- [3] **Braess, H.; Seifert, U.:** *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007
- [4] **Bruder, R.:** *Gestaltung von Mensch-Maschine-Schnittstellen*, Skriptum zur Vorlesung, Institut Arbeitswissenschaften, Technische Universität Darmstadt, 2009
- [5] **Causemann, P.:** *Automotive shock absorbers: features, design, applications*, Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2001
- [6] **Ehrt, T.:** *Simulation des dynamischen Verhaltens von Luft-Feder-Dämpfern*, Diplomarbeit am Institut Strömungslehre und Aerodynamik, Technische Universität Darmstadt, 2001
- [7] **Gerlach, K.:** *Luftfedern für die Kompaktklasse*, Car Training Institute, München, 2006
- [8] **Gürlebeck, K.; Habetha, K.; Sprößig, W.:** *Funktionentheorie in der Ebene und im Raum*, Birkhäuser Verlag, Basel, 2006
- [9] **Hauger, W.; Schnell, W.; Gross, D.:** *Technische Mechanik, Band 3: Kinetik*, Springer Verlag, Berlin, 1995
- [10] **Heißing, B.; Ersoy, M.:** *Fahrwerkhandbuch*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008
- [11] **Isermann:** *Fahrdynamik-Regelung*, Vieweg+ Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006
- [12] **Kuipers, J. B.:** *Quaternions and Rotation Sequences*, Princeton University Press, Princeton, 1999
- [13] **Lion, A.:** *Moderne Simulationsmethoden für pneumatische Federdämpfersysteme*, VDI Bericht 2003, Wiesloch, 2007
- [14] **Matschinsky, W.:** *Radführungen der Straßenfahrzeuge*, Springer, Berlin, 1998
- [15] **Meß, M.; Sonnenburg, R.; Honrath, S.:** *Die Regelung von Luft-Feder-Dämpfern im Vergleich zur Regelung hydraulischer Dämpfer*, VDI Bericht 2003, Wiesloch, 2007
- [16] **Meß, M.; Pelz, P.:** *Luftfederung und Luftdämpfung im Spannungsfeld Komfort, Dynamik und Sicherheit*, Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 03.2007, Wiesbaden, 2007
- [17] **Mitschke, M.; Wallentowitz, H.:** *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer Verlag, Berlin, 2004
- [18] **Needham, T.:** *Anschauliche Funktionentheorie*, Oldenbourg Verlag, München, 2001

- 
- [19] **Niemz, T.:** *Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension*, Fortschritt Bericht VDI Reihe 12 640, VDI Verlag, 2007
- [20] **Oppenheim, A.; Schafer, R.; Buck, H.:** *Zeitdiskrete Signalverarbeitung*, Pearson, München, 2004
- [21] **Pelz, P.; Brüger, T.; Merk, J.:** *Numerische Festigkeitsauslegung von Luftfedern*, Material Testing, Vol. 49, Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung, Berlin, 2007
- [22] **Pelz, P.:** *Dimensionieren und prinzipielles Verhalten von Luftfeder-/Dämpfermodulen*, Tagung Fahrwerk-Vertikaldynamik, Haus der Technik, Essen, 2007
- [23] **Pelz, P.:** *Luftfederung und Luftdämpfung*, Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Haus der Technik, Essen, 2005
- [24] **Pelz, P.:** *Grundlagen der Turbomaschinen und Fluidsysteme*, Skriptum zur Vorlesung, Institut Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2008
- [25] **Pelz, P.; Buttenbender, J.:** *The dynamic stiffness of an air-spring*, International Conference of Noise & Vibration Engineering, ISMA, 2004, Leuven, Belgium
- [26] **Pelz, P.; Böcking, J.; Oberle, R.; von Broock, U.:** *Simulation eines Luft-Feder-Dämpfers*, VDI Bericht 1701, Würzburg, 2002
- [27] **Pelz, P.; Sonnenburg, R.:** *Bestimmung komfortoptimaler Designparameter eines Luft-Feder-Dämpfers im Fahrzeugmodell*, VDI Bericht 1736, Würzburg, 2004
- [28] **Pelz, P.:** *Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden*, VDI Bericht 2003, Wiesloch, 2007
- [29] **Pervin, E.; Webb, J. A.:** *Quaternions in Computer Vision and Robotics*, Technical Report, Carnegie Mellon University, School of Computer Science, cmu-cs-82-150, 1982
- [30] **Popp, K.; Schiehlen, W.:** *Fahrzeugdynamik*, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1993
- [31] **Puff, M.; Pelz, P.; Meß, M.:** *Beeinflussung der Fahrdynamik durch geregelte Luftfederdämpfer*, Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 04.2010, Wiesbaden, 2010
- [32] **Puff, M.; Pelz, P.; Wirnitzer, A.:** *Entwicklung von aufwandsoptimierten Prüfmethode zur Charakterisierung und Harshnessbeurteilung von Luftfedern*, Zeitschrift MP Materials Testing, Ausgabe 09/2010, Carl Hanser Verlag, München, 2010
- [33] **Puff, M.:** *Regelstrategien für Luftfederdämpfer*, Projektbericht, Institut Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2008
- [34] **Reichel, J.:** *Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenkraftwagen*, Fortschritt Bericht VDI Reihe 12 553, VDI Verlag, Düsseldorf, 2003
- [35] **Rill, G.:** *Simulation von Kraftfahrzeugen*, Vieweg Verlag, Regensburg, 2007

- 
- [36] **Robert Bosch GmbH:** *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, 24. Auflage, Vieweg Verlag, Stuttgart, 2002
- [37] **Schnizer, B.:** *Analytische Mechanik*, Vorlesungsskript, Technische Universität Graz, 2003
- [38] **Schürr, H.:** *Stand der Technik moderner Dämpfungssysteme - Aufbau und Funktion eines Gesamtsystems und Vernetzungsbeispiele*, Car Training Institute, Tagung Federung und Dämpfung im Fahrwerk, München, 2006
- [39] **Schwanecke, U.:** *Medieninformatik*, Vorlesungsskript, Fachhochschule Wiesbaden, 2007
- [40] **Wei, W.:** *Entwicklung von Regelstrategien für ein adaptives, luftgedämpftes Pkw-Fahrwerk zur Optimierung des Fahrkomforts*, Diplomarbeit am Institut Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2008
- [41] **Winner, H.:** *Kraftfahrzeuge I*, Skriptum zur Vorlesung, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2006
- [42] **Winner, H.:** *Kraftfahrzeuge II*, Skriptum zur Vorlesung, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2006
- [43] **Wirnitzer, A.:** *Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern*, Bachelorarbeit am Institut Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2008
- [44] **Zhang, J.:** *Aktives Luftfedersystem für einen Pkw*, Dissertation, RWTH Aachen, 2006

---

## A Anhang Fahrversuche

---

### A.1 Lenkwinkelsprung mit dem hydraulisch gedämpften Luftfedersystem

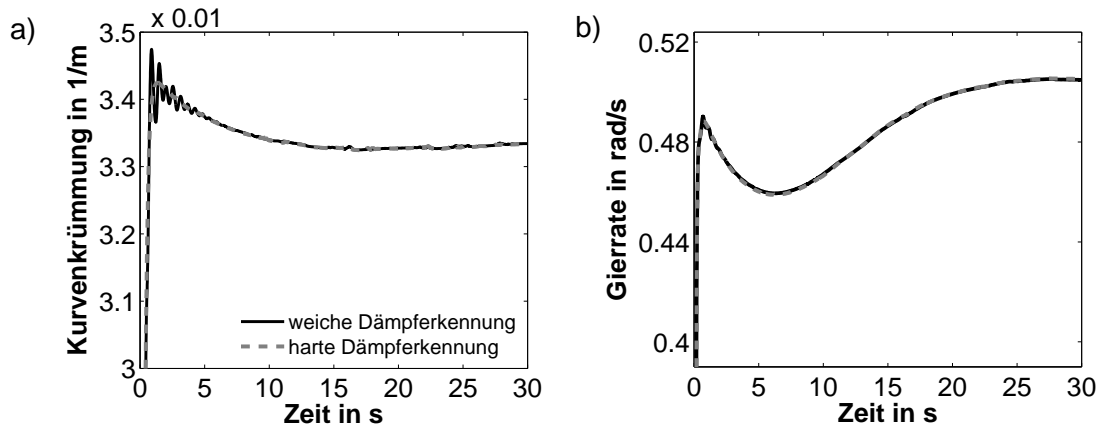


Abb. A.1: Verläufe von a) Kurvenkrümmung und b) Gierrate nach einem Lenkwinkelsprung um  $0.1$  rad bei  $15$  m/s mit Luftfeder und hydraulischem Dämpfer (ohne Fahrbahnanregung)

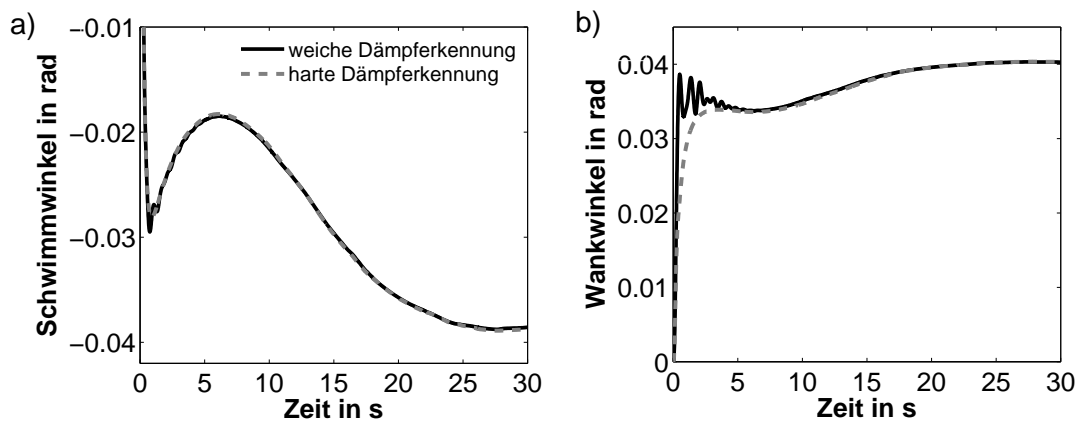


Abb. A.2: Verläufe von a) Schwimm- und b) Wankwinkel nach einem Lenkwinkelsprung um  $0.1$  rad bei  $15$  m/s mit Luftfeder und hydraulischem Dämpfer (ohne Fahrbahnanregung)



## A.2 Ausweichversuch für Agil-Stabil-Regler und hydraulisch gedämpftes Luftfedersystem mit/ohne Fahrbahnanregung zur Beurteilung des Fahrkomforts

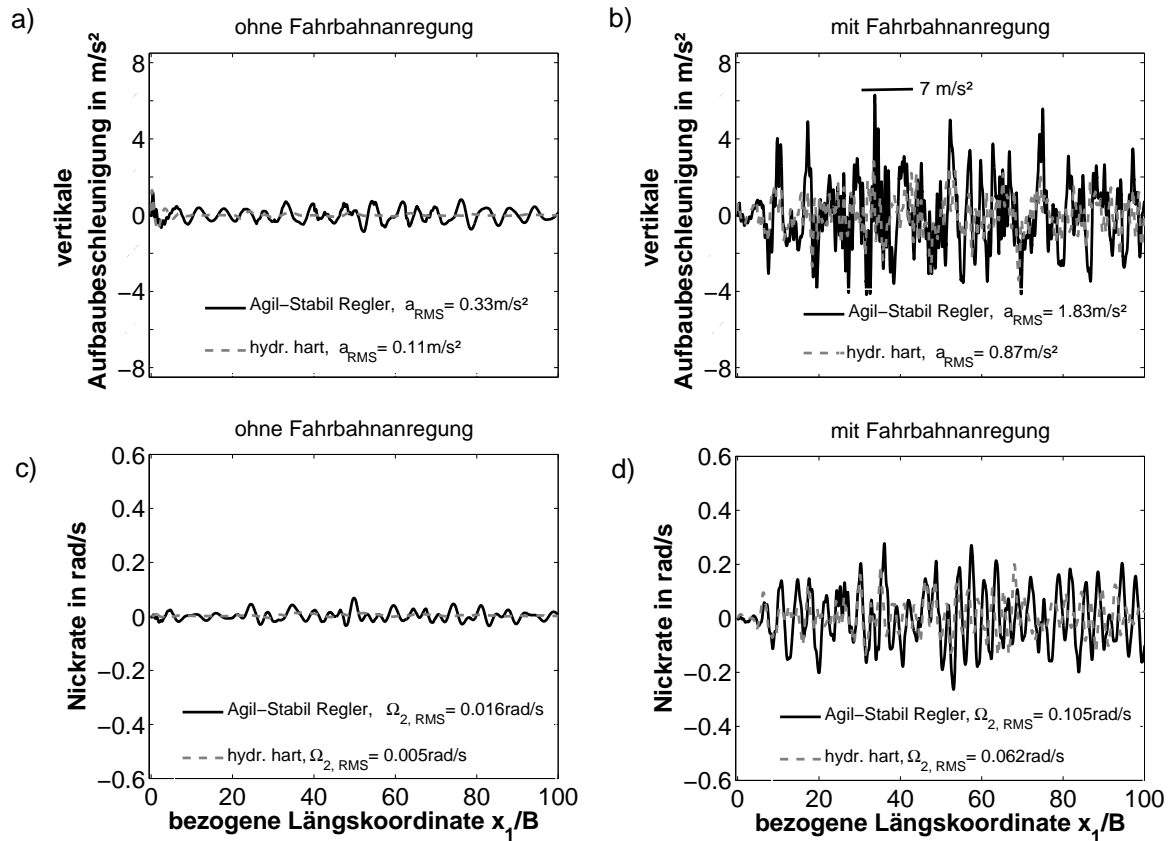


Abb. A.3: Beeinflussung der komfortrelevanten Größen vertikale Aufbaubeschleunigung in a), b) und Nickrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung

### A.3 Ausweichversuch für Agil-Stabil-Regler und hydraulisch gedämpftes Luftfedersystem mit/ohne Fahrbahnanregung zur Beurteilung der Fahrsicherheit

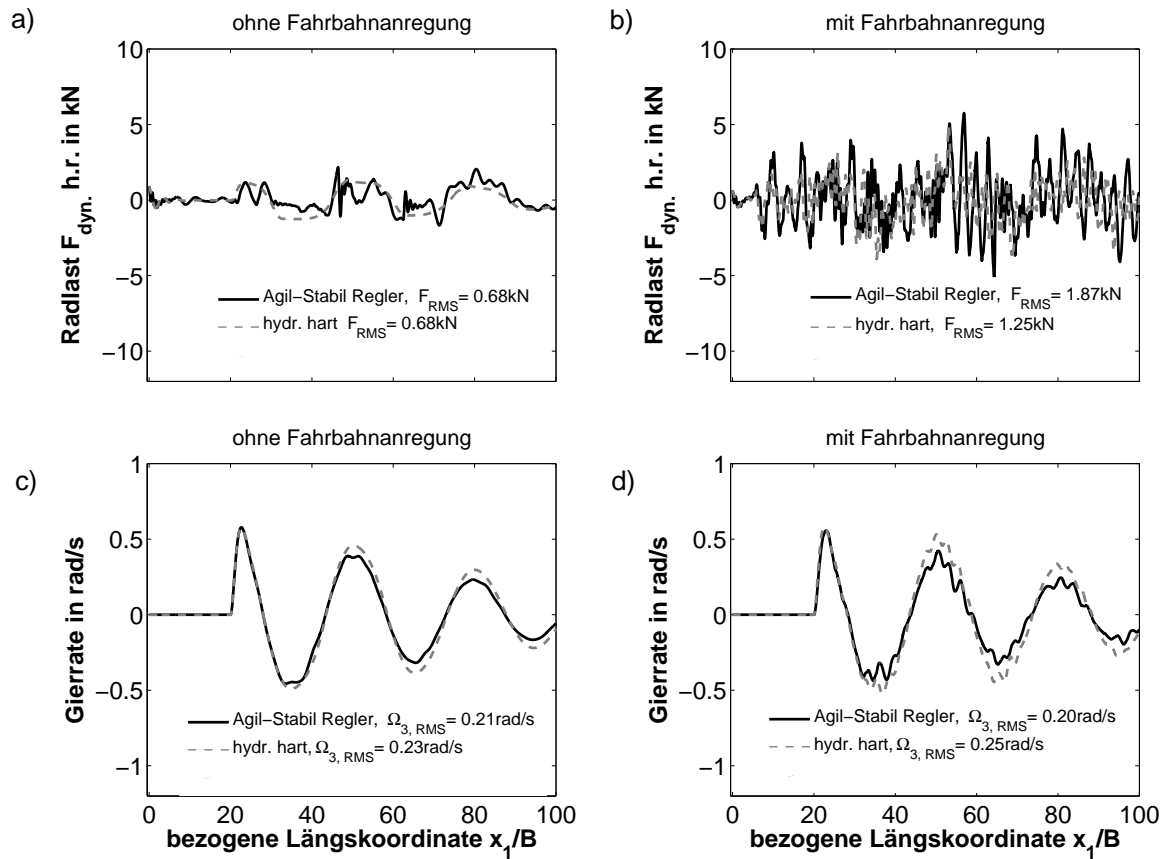


Abb. A.4: Beeinflussung der sicherheitsrelevanten Größen dynamische Radlastschwankung in a), b) und Gierrate in c), d) ohne / mit realer Fahrbahnanregung

---

## A.4 Parametrisierung des Fahrzeugmodells

### Massen und Trägheitsmomente Aufbaukörper:

Masse	2050 kg
Trägheitsmoment Wanken	1500 m <sup>2</sup> kg
Trägheitsmoment Nicken	2500 m <sup>2</sup> kg
Trägheitsmoment Gieren	2500 m <sup>2</sup> kg

### Massen und Trägheitsmomente Radkörper:

Reifengefederte Masse	50 kg
Trägheitsmoment um Radnabe	30 m <sup>2</sup> kg

### Geometriedaten:

Radstand	3 m
Spurweite vorne	1.6 m
Spurweite hinten	1.6 m
Abstand Schwerpunkt/Vorderachse	1.5 m
Abstand Schwerpunkt/Hinterachse	1.5 m
Höhe Schwerpunkt über der Fahrbahn	0.8 m
Achsübersetzung vorne	0.6
Achsübersetzung hinten	0.7

### Reifenparameter:

Anfangssteigung	$\mu'_0 = 10$
Schlupf bei maximalem Reibwert	$S_M = 0.2$
Schlupf bei Gleitreibwert	$S_G = 0.4$
Maximaler Reibwert	$\mu_M = 1$
Gleitreibwert	$\mu_G = 0.8$
vertikale Reifensteifigkeit	200 N/mm
vertikale Reifendämpfung	500 Ns/m
Reifendurchmesser	0.6 m
Reibungskoeffizient	0.01